



**TUGAS AKHIR - MO 141326**

**DESAIN FENDER PADA CONDENSATE AND SULPHURIC  
ACID BERTH PT. PERTAMINA - MEDCO E&P (JOB  
PMTS) DI SENORO BLOCK PROJECT**

**Teuku Abdul Manan Syahputra**

**NRP. 4311100033**

**Dosen Pembimbing:**

**Dr.Eng. Muhammad Zikra, S.T., M.Sc**

**Dr.Eng. Kriyo Sambodho, S.T., M.Eng**

**Jurusan Teknik Kelautan**

**Fakultas Teknologi Kelautan**

**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Surabaya**

**2015**



FINAL PROJECT - MO 141326

## DESIGN AND MODELLING FENDER SYSTEM FOR CONDENSATE AND SULPHURIC ACID JETTY AT SENORO FIELD, CENTRAL SULAWESI

Teuku Abdul Manan Syahputra

NRP. 4311100033

Supervisors:

Dr.Eng. Muhammad Zikra, S.T., M.Sc

Dr.Eng. Kriyo Sambodho, S.T., M.Eng

Ocean Engineering Department

Faculty of Marine Technology

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2015

**Lembar Pengesahan**

**DESAIN FENDER PADA CONDENSATE AND SULPHURIC ACID BERTH PT.  
PERTAMINA - MEDCO E&P (JOB PMTS) DI SENORO BLOCK PROJECT**

**Tugas Akhir Sarjana**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

pada

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Kelautan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

Oleh

**TEUKU ABDUL MANAN SYAHPUTRA**

NRP. 4311100033

Disetujui Oleh Pembimbing Tugas Akhir:

1. DR. ENG. MUHAMMAD ZIKRA, S.T., M. SC (PEMBIMBING 1)
2. DR. ENG. KRIYO SAMBODHO, S.T, M. ENG (PEMBIMBING 2)



(Halaman sengaja dikosongkan)

# DESAIN FENDER PADA CONDENSATE AND SULPHURIC ACID BERTH PT. PERTAMINA – MEDCO E&P (JOB PMTS) DI SENORO BLOCK PROJECT

Teuku Abdul Manan S<sup>1</sup>, Muhammad Zikra<sup>2</sup> and Kriyo Sambodho<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Mahasiswa Jurusan Teknik Kelautan, Fakultas Teknologi Kelautan

<sup>2,3</sup>Staff Pengajar Jurusan Teknik Kelautan, Fakultas Teknologi Kelautan

<sup>1</sup>teukumanan@gmail.com, <sup>2</sup>mzikro@oe.its.ac.id, <sup>3</sup>k\_sambodho@oe.its.ac.id

**Kata Kunci;** Fender, Skenario Berlabuh, Analisa Defleksi, Analisa Tegangan, Teori Kegagalan

## Abstrak

Laporan ini akan menjelaskan selengkapnya tentang analisa dan desain sistem *fender* pada dermaga PT. Pertamina – Medco E&P (JOB PMTS). *Fender* adalah suatu bagian dari struktur dermaga yang berfungsi untuk meredam energi tumbukkan kapal kemudian mentransfer energi tersebut menjadi reaksi pada struktur dermaga. Analisa metode elemen hingga menggunakan ANSYS diterapkan pada sistem *fender* tipe *cell* dengan beban terpusat oleh energi berlabuh kapal. Pemilihan sistem *fender* berdasarkan perhitungan sistem penyerapan energi pada beban dan analisa defleksi maupun tegangan. *Software* ANSYS dipilih dikarenakan *software* ini memiliki fitur yang baik dalam menghitung energi potensial material. Sistem *fender* dengan diameter dan tinggi 2 meter terdiri atas 2 material yaitu Baja ASTM A36 pada panel *fender* dan *Styrene Butadiene Rubber* pada karet *fender*. *Styrene butadiene rubber* didesain berdasarkan pada *elastomer sample Yeoh 3<sup>rd</sup> Order* dengan kekuatan tarik 16 MPa. Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah analisa tegangan dan deformasi sistem *fender* untuk mengetahui kekuatan struktur.

(Halaman sengaja dikosongkan)

# DESIGN AND MODELLING FENDER SYSTEM FOR CONDENSATE AND SULPHURIC ACID JETTY AT SENORO FIELD, CENTRAL SULAWESI

Teuku Abdul Manan S<sup>1</sup>, Muhammad Zikra<sup>2</sup> and Kriyo  
Sambodho<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Student of Ocean Engineering Department, Faculty of Marine Technology

<sup>2,3</sup>Lecture staffs of Ocean Engineering Department, Faculty of Marine Technology

<sup>1</sup>teukumanan@gmail.com, <sup>2</sup>mzikro@oe.its.ac.id, <sup>3</sup>k\_sambodho@oe.its.ac.id

**Keywords;** Fender, Berthing Scenarios, Deflection Analysis, Stress Analysis, Failure Theory

## Abstract

This report will describe complete investigations of the analysis and design of a proposed fender system for PT. Pertamina – Medco E&P (JOB PMTS) berth. Fendering is basically the interface between a vessel and the berth facility. This medium serves to absorb a certain portion of the kinetic energy of a vessel without damage to the vessel and the waterfront structure [1]. Finite elements analysis using ANSYS were performed on a cell fender system subjected to impact load caused by a vessel collision. The impact load was converted into equivalent static load. The selection of the most efficient fender system is based on the principle on energy absorption of the system to the impact load and stress analysis deflection. The ANSYS program was chosen to perform the analysis because it has an excellent feature that calculates the potential energy of the material. Fender system with 2 meter of diameter and height consist 2 material properties such as structural steel ASTM A36 for fender panel and styrene butadiene rubber for fender rubber. Styrene butadiene rubber was designed according to the elastomer sample Yeoh 3rd Order with 16 MPa tensile strength. The conclusion of this investigation was the stress and deformation analysis for the fender system structure analysis.

(Halaman sengaja dikosongkan)



## KATA PENGANTAR

Puji Syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang telah memberi banyak kenikmatan dan iman sehingga penulis dapat menyelesaikan Laporan Tugas Akhir ini. Shalawat dan salam senantiasa selalu penulis berikan kepada Nabi Muhammad SAW yang telah membawa umatnya dari alam kegelapan ke alam yang penuh dengan ilmu pengetahuan.

Tugas Akhir merupakan salah satu syarat menyelesaikan pendidikan S-1 bagi mahasiswa Jurusan Teknik Kelautan ITS Surabaya

Selama menyelesaikan Laporan Tugas Akhir ini penulis telah mendapatkan begitu banyak bimbingan, kritikan, saran serta dukungan dari berbagai pihak. Hal ini tidak lepas dari dukungan banyak pihak yang telah membantu dan membimbing penulis dalam kegiatan kerja praktek sehari – hari sehingga penulis dapat menyelesaikan Laporan Tugas Akhir dengan judul “ *Desain Fender pada Condensate and Sulphuric Acid Berth* PT. Pertamina dan Medco E&P (JOB PMTS) di *Senoro Block Project*”.

Saya menyadari bahwa Laporan Tugas Akhir ini masih banyak memiliki kekurangan. Oleh karena itu penulis sangat mengharapkan saran dan kritik yang membangun dari banyak pihak. Akhir kata, penulis berharap semoga Laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, 22 Juli 2015

Teuku Abdul Manan S

(Halaman sengaja dikosongkan)

## UCAPAN TERIMA KASIH

Laporan Tugas Akhir ini dapat penulis selesaikan karena dukungan dan bantuan dari berbagai pihak. Untuk itu, penulis mengucapkan terimakasih banyak kepada:

1. Allah SWT, atas rahmatnya telah meridhai penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Orangtua tercinta, M. Hasan M dan Cut. Susanna yang telah banyak memberikan kasih sayangnya dengan tulus
3. Bapak Dr. Eng. Muhammad Zikra, S.T., M. Sc selaku Pembimbing I Tugas Akhir, atas pengajaran, bimbingan, kritik, dan saran selama pengerjaan Tugas Akhir
4. Bapak Dr. Eng. Kriyo Sambodho, S.T, M. Eng selaku Pembimbing II Tugas Akhir, atas bantuan, kritik, dan saran selama pengerjaan Tugas Akhir.
5. Bapak Prof. Ir. Mukhtasor , M.Eng., Ph.D selaku Penguji I yang telah memberikan kritikan serta masukan untuk perbaikan Tugas Akhir ini.
6. Bapak Drs. Mahmud Musta'in, M.Sc., Ph.D selaku Penguji II yang telah memberikan koreksi – koreksi terhadap kesalahan pada penulisan Laporan Tugas Akhir ini.
7. Bapak Sujantoko, S.T.,M.T selaku Penguji III yang telah memberikan wawasan dan perbaikan terhadap Laporan Tugas Akhir ini.
8. Teman – teman The Trident yang selalu membantu disaat penulis mengalami kesulitan
9. Teman – teman kontrakan, Ndoweh, Arab, Bayek, dan Widhi Gendeng

Tanpa mereka semua laporan ini tidak akan dapat terselesaikan dengan baik. Masih banyak lagi orang – orang yang membantu penulis baik secara langsung maupun tidak namun tidak bisa dituliskan pada buku ini satu – persatu. Terima kasih dan mohon maaf sebesar – besarnya atas kesalahan penulis selama ini.

(Halaman sengaja dikosongkan)

# DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	iii
<b>ABSTRAK</b> .....	v
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	ix
<b>UCAPAN TERIMA KASIH</b> .....	xi
<b>DAFTAR ISI</b> .....	xiii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	ix
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xi
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	3
1.3 Tujuan .....	3
1.4 Manfaat .....	3
1.5 Batasan Masalah .....	3
<b>BAB II GAMBARAN UMUM LOKASI PENELITIAN</b> .....	5
2.1 Lokasi Penelitian .....	5
2.2 Kondisi Topografi dan Bathimetri .....	5
2.3 Kondisi Hidro - Oseanografi .....	6
2.3.1 Pasang Surut .....	6
2.3.2 Arus .....	7
2.3.3 Gelombang .....	8
2.3.4 Angin .....	8
2.4 Kapasitas Produksi .....	9
2.5 Kondisi Proyek PT. Pertamina dan Medco E&P (JOB PMTS) .....	10
<b>BAB III TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI</b> .....	11
3.1 Tinjauan Pustaka .....	11
3.2 Dasar Teori .....	11
3.2.1 Berthing Energy ( $E_N$ ) .....	11
3.2.1.1 Abnormal Berthing Energy ( $E_N$ ) .....	12
3.2.1.2 Approach Velocity ( $V_B$ ) .....	13

3.2.1.3 Block Coefficient ( $C_B$ ) .....	14
3.2.1.4 Added Mass Coefficient ( $C_M$ ) .....	14
3.2.1.5 Eccentricity Coefficient ( $C_E$ ) .....	15
3.2.1.6 Berth Configuration Coefficient ( $C_C$ ) .....	17
3.2.1.7 Softness Coefficient ( $C_S$ ) .....	18
3.2.2 Pemilihan Fender .....	18
3.2.2.1 Energy Capacity .....	19
3.2.2.2 Jarak Antar Fender .....	19
3.2.2.2.1 Bow Radius .....	21
3.2.2.2.2 Bow Flare .....	21
3.2.2.2.3 Multiple Fender Contact .....	22
3.2.2.2.4 Angular Berthing .....	23
3.2.2.3 Desain Panel Fender .....	23
3.2.2.4 Hull Pressure .....	25
3.2.2.5 Belting .....	27
3.2.2.6 Friction .....	28
3.2.2.7 Desain Rantai .....	29
3.2.2.8 Pencegahan Korosi .....	30
3.2.2.8.1 Paint Coating .....	31
3.2.2.8.2 Galvanishing .....	31
3.2.2.8.3 Stainless Steel .....	32
3.3 Kekuatan Material .....	33
3.3.1 Sifat - Sifat Material .....	33
3.3.2 Uji Tarik (Tensile Test) .....	33
3.3.3 Parameter Kekuatan Material .....	34
3.3.3.1 Kekuatan Tarik ( $S_U$ ) .....	34
3.3.3.2 Kekuatan Mulur ( $S_Y$ ) .....	34
3.3.4 Teori Kegagalan (Failure Theory) .....	34
3.3.4.1 Maximum Stress atau Rankine Theory .....	34
3.3.4.2 Maximum Shear Stress atau Tresca Theory .....	34
3.3.4.3 Octahedral Stress atau Von - Mises Thoery .....	35
<b>BAB IV METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>37</b>

4.1 Metodologi Penelitian.....	37
4.2 Penjelasan Diagram Alir Metodologi Penelitian .....	38
<b>BAB V PERENCANAAN DAN PEMILIHAN SISTEM</b>	
<b>FENDER .....</b>	<b>39</b>
5.1 Data - Data yang Digunakan untuk Perhitungan .....	39
5.1.1 Dolphin .....	39
5.1.1.1 Breasting Dolphin.....	40
5.1.1.2 Approach Velocity ( $V_B$ ) .....	40
5.1.1.3 Mooring Dolphin .....	40
5.1.1.4 Loading Platform.....	40
5.1.1.5 Trestle dan Causeway .....	41
5.1.2 Data Spesifikasi Kapal.....	41
5.2 Perencanaan Fender .....	42
5.2.1 Vessel Parameter .....	42
5.2.2 Berthing Scenario .....	42
5.3 Berthing Energy .....	43
5.3.1 Perhitungan Berthing Energy .....	44
5.3.1.1 Kriteria Umum Perhitungan Berthing Energy.....	44
5.3.1.2 Perhitungan Berthing Energy .....	44
5.4 Pemilihan Main Fender.....	45
5.4.1 Tipe Fender.....	45
5.4.2 Absorption Energy yang Dibutuhkan .....	46
5.4.3 Pemilihan Fender .....	46
5.4.4 Pemilihan Alternative Fender .....	46
5.4.5 Pemilihan Fender untuk Sulphuric Acid Vessel.....	47
5.5 Fender Reaction.....	47
5.6 Perhitungan Hull Pressure .....	47
5.7 Perhitungan Fender Pitch.....	49
5.8 Maksimum Berthing Scenario .....	50
5.8.1 Maksimum Berthing Angle .....	50
5.9 Beban Gesekan .....	51
5.9.1 Facing Pad .....	51

<b>BAB VI ANALISA PERMODELAN KOMPUTER .....</b>	<b>53</b>
6.1 Engineering Data.....	53
6.1.1 Material .....	53
6.1.1.1 Structural Steel A36 pada Fender Panel .....	53
6.1.1.2 Styrene Butadiene Rubber pada Fender Rubber .....	53
6.2 Model .....	57
6.2.1 Geometry.....	57
6.2.2 Contacts.....	57
6.2.3 Mesh.....	58
6.3 Static Structural.....	58
6.3.1 Fixed Support dan Force .....	58
6.4 Solution .....	59
6.4.1 Solution Information .....	59
6.4.2 Total Deformation.....	60
6.4.3 Maximum Stress atau Rankine Theory .....	62
6.4.4 Maximum Shear Stress atau Tresca Theory.....	64
6.4.5 Equivalent (von - Mises) Stress atau Octahedral Shear .....	66
<b>BAB VII KESIMPULAN .....</b>	<b>69</b>
7.1 Kesimpulan .....	69
7.1 Saran.....	69
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>71</b>
<b>BIODATA PENULIS .....</b>	<b>73</b>



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Lokasi lapangan gas Senoro .....	1
Gambar 1.2 Alur pelayaran <i>tanker</i> dan daerah manuvernya.....	2
Gambar 1.3 <i>Berth layout</i> dermaga yang akan dibangun .....	2
Gambar 2.1 Peta Lokasi dan Pembagian Wilayah Kab. Banggai .....	5
Gambar 2.2 Potongan peta bathimetri wilayah penelitian .....	6
Gambar 2.3 Diagram yang menunjukkan ketinggian data pasang surut.....	7
Gambar 2.4 <i>Wind rose</i> data angin yang berlaku .....	9
Gambar 2.5 Simulasi dermaga .....	10
Gambar 2.6 Pemandangan pada lokasi proyek .....	10
Gambar 3.1 Grafik <i>approach velocity</i> ( $V_B$ ) .....	13
Gambar 3.2 Dimensi kapal dan ukuran – ukuran pentingnya.....	14
Gambar 3.3 Pengaruh <i>added mass</i> terhadap <i>berthing ship</i> .....	15
Gambar 3.4 Faktor – faktor yang mempengaruhi <i>eccentricity coefficient</i> ( $C_E$ )....	16
Gambar 3.5 <i>Dolphin berthing system</i> .....	17
Gambar 3.6 Struktur dermaga terbuka (kiri) dan tertutup (kanan) .....	17
Gambar 3.7 <i>Berthing energy</i> diserap oleh elastisitas deformasi lambung kapal ..	18
Gambar 3.8 Jarak antar fender .....	20
Gambar 3.9 <i>Bow flare</i> .....	21
Gambar 3.10 <i>Fender contact</i> .....	22
Gambar 3.11 Sudut <i>berthing flare</i> , <i>bow radius</i> , dan <i>dolphin</i> .....	23
Gambar 3.12 Penampang fender .....	24
Gambar 3.13 Letak titik ketebalan baja minimum.....	25
Gambar 3.14 <i>Hull pressure</i> pada panel.....	26
Gambar 3.15 Jarak <i>belting</i> .....	27
Gambar 3.16 Tipe <i>Belting</i> .....	28
Gambar 3.17 Jenis rantai fender.....	30
Gambar 3.18 Diagram hasil uji tarik.....	33
Gambar 4.1 Diagram <i>flowchart</i> .....	37
Gambar 5.1 <i>Berth Layout</i> .....	39
Gambar 5.2 <i>Cell fender</i> .....	45

Gambar 5.3 <i>Berthing Scenario</i> untuk <i>Hull Pressure</i> .....	48
Gambar 5.4 Jarak antar <i>fender</i> atau <i>fender pitch</i> .....	49
Gambar 5.5 Maksimum <i>berthing angle</i> .....	50
Gambar 5.6 Beban gesekan .....	51
Gambar 6.1 Spesifikasi <i>Structural Steel ASTM A36</i> .....	53
Gambar 6.2 Input <i>Uniaxial, Biaxial, Shear Test Data</i> dan <i>Tensile Strength</i> <i>16 MPa</i> .....	54
Gambar 6.3 Grafik <i>Uniaxial Test Data</i> .....	54
Gambar 6.4 Grafik <i>Biaxial Test Data</i> .....	55
Gambar 6.5 <i>Shear Test Data</i> .....	55
Gambar 6.6 Tabel <i>Yeoh 3<sup>rd</sup> Order Curve Fitting</i> .....	56
Gambar 6.7 Grafik <i>Yeoh 3<sup>rd</sup> Order Curve Fitting</i> .....	56
Gambar 6.8 Curve Stress (a) H.R Brown-J.L Bouvard dan (b) Djeridi–Ould .	56
Gambar 6.9 Dimensi dan desain <i>fender</i> dengan menggunakan <i>AutoCad</i> .....	57
Gambar 6.10 <i>Contacts region</i> pada struktur .....	57
Gambar 6.11 <i>Meshing</i> pada struktur <i>fender</i> .....	58
Gambar 6.12 <i>Fixed Support</i> dan <i>Force</i> pada model struktur .....	58
Gambar 6.13 Grafik <i>Force Convergence</i> .....	59
Gambar 6.14 <i>Total Deformation</i> pada model.....	61
Gambar 6.15 Grafik <i>Total Deformation</i> .....	61
Gambar 6.16 <i>Maximum Principal Stress</i> pada model .....	62
Gambar 6.17 Grafik <i>Maximum Principal Stress</i> .....	63
Gambar 6.18 <i>Maximum Shear Stress</i> pada model.....	64
Gambar 6.19 Grafik <i>Maximum Shear Stress</i> .....	65
Gambar 6.20 <i>Equivalent (von – Mises) Stress</i> pada model .....	66
Gambar 6.21 Grafik <i>Equivalent (von – Mises) Stress</i> pada model.....	67

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Alat yang digunakan untuk mendapatkan data pasang surut .....	6
Tabel 2.2 Hasil Komputasi data pasang surut yang diperoleh .....	6
Tabel 2.3 Alat yang digunakan untuk mendapatkan data gelombang .....	8
Tabel 2.4 Alat yang digunakan untuk mendapatkan data angin .....	8
Tabel 2.5 Kecepatan angin maksimum (m/s).....	8
Tabel 3.1 <i>Safety Factor</i> ( $F_s$ ) .....	13
Tabel 3.2 <i>Block coefficient</i> ( $C_B$ ) pada umumnya .....	14
Tabel 3.3 Rumus perhitungan <i>added mass</i> .....	15
Tabel 3.4 Nilai $C_C$ yang direkomendasikan PIANC .....	17
Tabel 3.5 Nilai $C_s$ yang direkomendasikan PIANC .....	18
Tabel 3.6 Kriteria baja panel.....	25
Tabel 3.7 Ketebalan baja minimum .....	25
Tabel 3.8 Berat baja panel.....	26
Tabel 3.9 <i>Hull Pressure</i> .....	26
Tabel 3.10 Beban belting .....	27
Tabel 3.11 Koefisien Gesekan ( $\mu$ ) .....	29
Tabel 3.12 Kategori daya tahan <i>coating</i> .....	31
Tabel 3.13 <i>Coating</i> kelas C-5M.....	31
Tabel 3.14 Ketebalan <i>galvanising</i> .....	32
Tabel 3.15 Daftar material <i>stainless steel</i> dari <i>British Stainless Steel Association</i> ...	32
Tabel 5.1 Data dimensi kapal <i>Esperanza</i> .....	41
Tabel 5.2 Data <i>loadline</i> kapal <i>Esperanza</i> .....	41
Tabel 5.3 <i>Vessel Parameter</i> .....	42
Tabel 5.4 <i>Berthing Scenario</i> .....	43
Tabel 5.5 Perhitungan <i>Berthing Energy</i> .....	44
Tabel 5.6 Pemilihan <i>Alternative Fender</i> .....	46
Tabel 5.7 Pemilihan <i>Fender Sulphuric Acid Vessel</i> .....	47
Tabel 5.8 <i>Fender Reaction</i> .....	47
Tabel 5.9 Perhitungan <i>Hull Pressure</i> .....	48
Tabel 5.10 Perhitungan jarak antar <i>fender</i> .....	50

Tabel 5.11 Spesifikasi <i>Facing pad</i> .....	52
Tabel 6.1 Hasil analisa dari software <i>Ansys Workbench</i> .....	59

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang Masalah

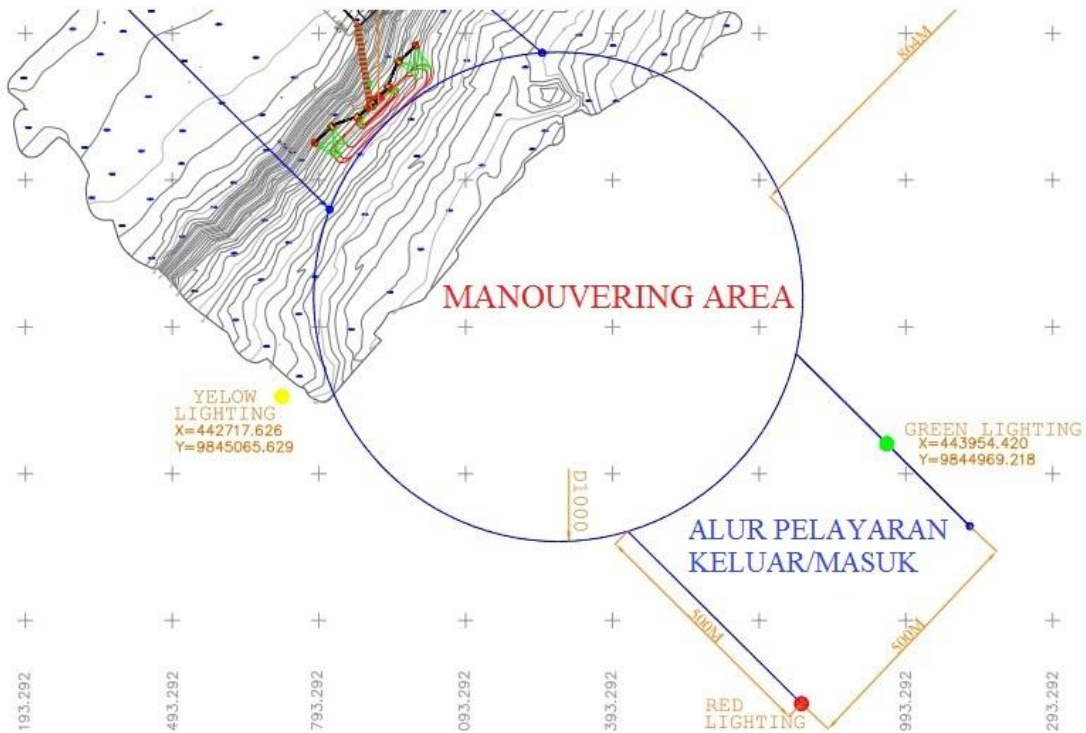
PT. Pertamina dan Medco E&P (JOB PMTS) saat ini sedang mengembangkan ladang gas Senoro, yang berlokasi dekat dengan pesisir Blok Senoro – Toili di daerah lengan timur pulau Sulawesi. Fasilitas yang dibangun adalah *wellsite*, sistem pengumpul gas (*gas gathering system*), *Central Processing Plant (CPP)*, penyimpanan kondensat (*condensate storage*) & *loading jetty*, *product pipelines*, *gas metering station* dan *jetty condensate area* untuk fasilitas sandar *tanker*.



Gambar 1.1 Lokasi lapangan gas Senoro<sup>[10]</sup>

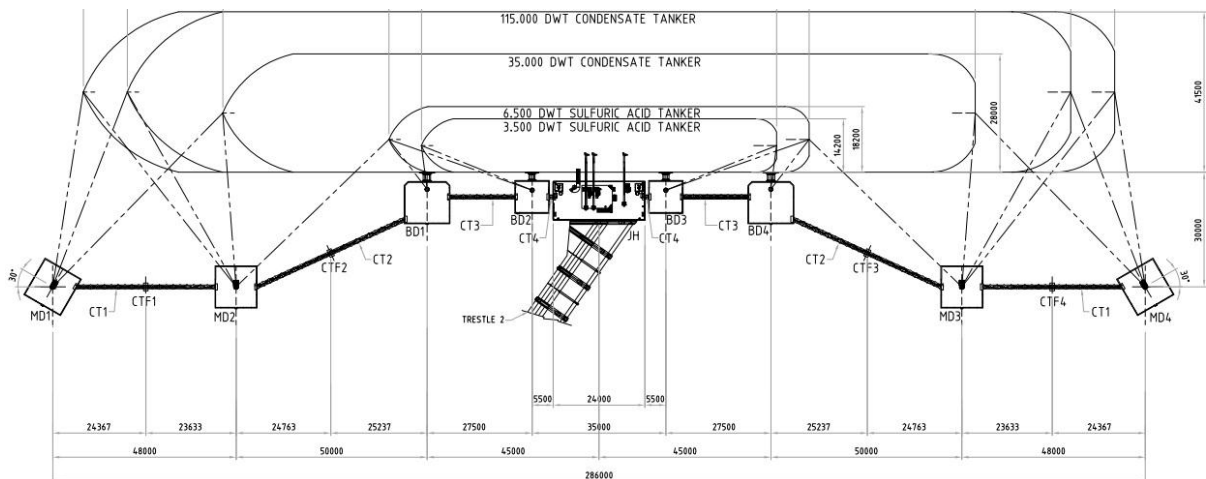
Sebuah dermaga dan *breakwater* juga akan dibangun untuk memfasilitasi *condensate loading*. Berdasarkan data yang didapatkan dari *Senoro Gas Development Project: Civil Structural Design*, tinggi gelombang di wilayah *basin* masih sangat tinggi yaitu 2,7 m sehingga diperlukan suatu struktur untuk meredam tinggi gelombang. *Breakwater* nantinya akan meredam tinggi gelombang sehingga ketinggian di kolam labuh memenuhi syarat sandar kapal yaitu 0,7 – 1,5 m (*OCDI: Basins*, 343).

*Tanker* yang menunggu waktu untuk proses *loading* melakukan manuver untuk masuk ke wilayah kolam labuh. Selama proses manuver, *tanker* akan dipandu oleh *tugboat* dan dibantu hingga dapat bersandar dengan aman.



Gambar 1.2 Alur pelayaran *tanker* dan daerah manuvernya<sup>[5]</sup>

Dermaga yang baik memerlukan suatu struktur sandaran kapal atau biasa disebut *fender*. *Fender* perlu dibangun untuk menahan beban tumbukan kapal pada dermaga. Untuk mendapatkan ukuran dan spesifikasi *fender* yang optimal diperlukan analisa dan perhitungan terhadap beban yang bekerja pada *fender* seperti beban akibat tumbukkan kapal.



Gambar 1.3 *Berth layout* dermaga yang akan dibangun<sup>[5]</sup>

Desain fender disesuaikan dengan jenis dan berat *tanker* yang akan bersandar di dermaga yakni dengan displasemen terbesar adalah 115.000 DWT untuk *condensate tanker* dan yang terkecil adalah 3.500 untuk *sulfuric acid tanker*. Selanjutnya dilakukan perhitungan *berthing energy* untuk menentukan  $E_N$  yang akan diterima dermaga agar *fender* dapat berfungsi secara maksimal.

Setelah desain fender telah dilakukan, selanjutnya pemilihan sistem dan tipe fender. Pemilihan sistem dan tipe fender harus memerhatikan ketersediaan fender, verifikasi metode pengetesan, *track record* dan *warranties* dan *fatigue/durability test*.

## **1.2 Perumusan Masalah**

Hal-hal yang perlu dilakukan guna mendapat solusi dari permasalahan

1. Melakukan perhitungan *berthing energy* yang terjadi pada *fender* sesuai dengan kriteria desain
2. Melakukan perhitungan *energy absorption* yang dibutuhkan fender
3. Merancang ukuran dan spesifikasi fender berdasarkan kriteria beban yang telah dihitung sebelumnya
4. Melakukan permodelan struktur fender dengan software *finite element method* dan menganalisa hasil *stress analysis*nya

## **1.3 Tujuan**

Tujuan dari pembuatan Tugas Akhir ini adalah

1. Melakukan perancangan sistem, spesifikasi dan ukuran fender di dermaga *Senoro Block Project* sesuai dengan kriteria beban yang bekerja pada *fender*.
2. Menganalisa *stress analysis* yang terjadi pada *fender*

## **1.4 Manfaat**

Manfaat yang diperoleh adalah didapatkan langkah perhitungan *berthing energy* sehingga didapatkan perhitungan desain fender dan umurnya berdasarkan kriteria yang ada agar kinerja fender dalam mengabsorpsi energi kapal optimal.

## **1.5 Batasan Masalah**

Adapun batasan dan asumsi dalam studi ini yaitu sebagai berikut:

1. Data perencanaan dermaga dan *jetty* yang tersedia adalah data sekunder

2. Data tinggi gelombang pada kolam labuh telah memenuhi syarat sandar kapal (0,7 – 1,5 m) setelah diberikan *floating breakwater*
3. Data lingkungan yang digunakan merupakan data lingkungan di pesisir Blok Senoro – Toili di daerah lengan timur pulau Sulawesi
4. Fender akan didesain mengacu pada kriteria yang diberikan oleh “*Guidelines for the Design of Fender Systems: International Navigation Association (PIANC, 2002)*” dan “*Technical Standards and Commentaries for Port and Harbour Facilities in Japan: Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism (MLIT, 2009)*”
5. Jenis tanker terbesar yang bersandar adalah *very large vessels (MLIT, 2009)* dengan tonase 115.000 DWT dengan *length overall (LOA)* 247 m dan *breadth/beam* 41,5 m.
6. Harga fender tidak termasuk dalam pertimbangan dalam optimasi desain.
7. *Tensile test* pada material *Styrene Butadiene Rubber* mengikuti *elastomer sample Yeoh 3<sup>rd</sup> Order* menyesuaikan dengan *curve stress* Djeridi – Ould<sup>[2]</sup>



## BAB II

### GAMBARAN UMUM LOKASI PENELITIAN

#### 2.1 Lokasi Penelitian

Kabupaten Banggai adalah salah satu daerah tingkat II di Provinsi Sulawesi Tengah, Indonesia. Ibukota kabupaten ini terletak di Luwuk. Kabupaten ini memiliki luas wilayah 9.672 km<sup>2</sup> dan berpenduduk sebanyak 334.561 jiwa (Sumber: BPS Kab. Banggai).

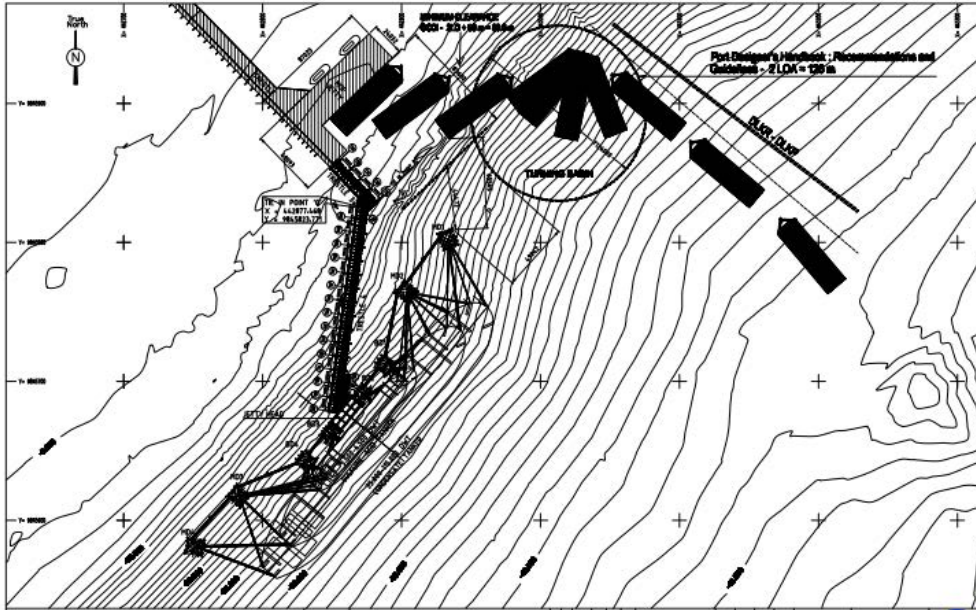


Gambar 2.1 Peta Lokasi dan Pembagian Wilayah Kab. Banggai<sup>[1]</sup>

#### 2.2 Kondisi Topografi dan Bathimetri

Wilayah Kabupaten Banggai sebagian besar merupakan pegunungan dan perbukitan serta dataran rendah yang umumnya terdapat di kaki pegunungan pesisir. Kondisi topografi Kabupaten Banggai didominasi oleh kawasan perbukitan dengan kategori kemiringan lereng curam (25 – 40%) hingga sangat curam.

Kondisi morfologi Kabupaten Banggai memiliki keanekaragaman kondisi alam, dimana terdapat pegunungan, sungai-sungai yang masih sangat jernih serta pulau-pulau kecil yang tersebar mengelilingi wilayah kabupaten.



Gambar 2.2 Potongan peta bathimetri wilayah penelitian<sup>[5]</sup>

## 2.3 Kondisi Hidro – Oseanografi

### 2.3.1 Pasang Surut

Data pasang surut yang digunakan berasal dari Desa Batui, Kec. Batui.

Data pasang surut didapatkan menggunakan :

Tabel 2.1 Alat yang digunakan untuk mendapatkan data pasang surut<sup>[11]</sup>

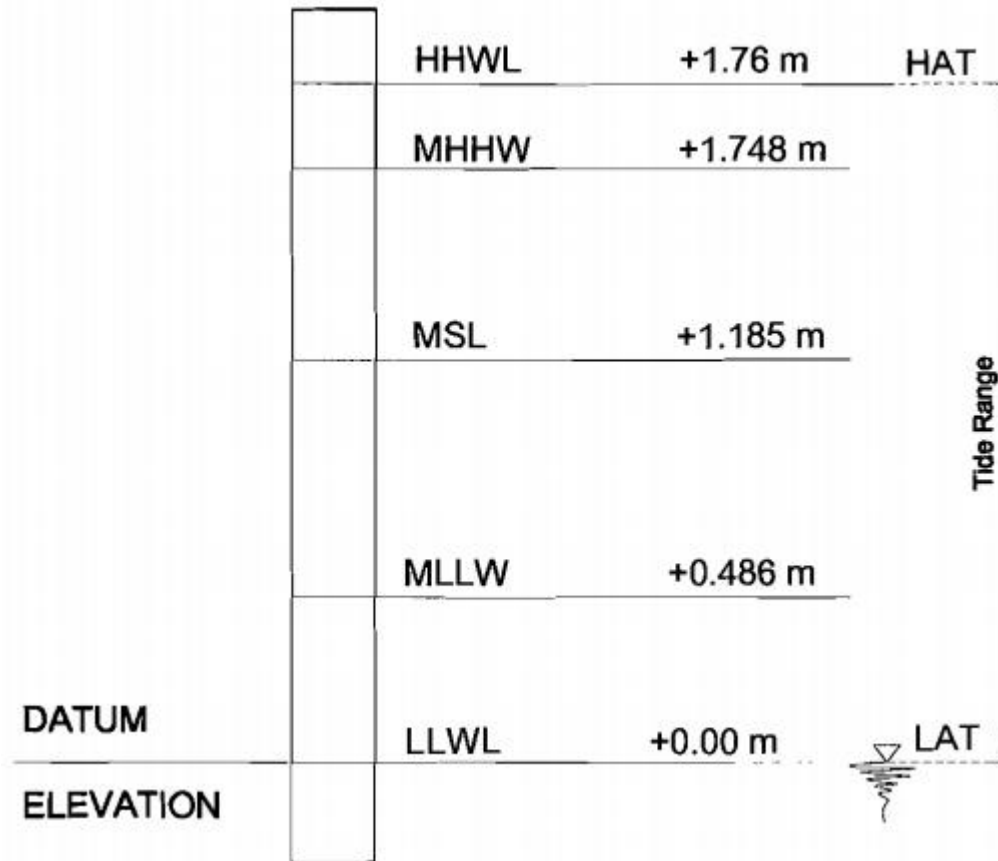
<i>Station</i>	<i>Instrument</i>	<i>Serial No.</i>	<i>Start Data</i>	<i>End Data</i>
<i>Bajo</i>	<i>2 MHz AQUADOPP Current Profiler</i>	<i>AQD 2391</i>	<i>11.50 January 16, 2008</i>	<i>05.15 February 16, 2008</i>

Elevasi pasang surut yang akan digunakan dalam mendesain fender ditunjukkan pada tabel berikut :

Tabel 2.2 Hasil Komputasi data pasang surut yang diperoleh<sup>[11]</sup>

<i>Parameter</i>	<i>Height (m)</i>
<i>Highest Astronomical Tide (HAT)</i>	<i>C.D. +1.76 m</i>
<i>Mean Higher High Water (MHHW)</i>	<i>C.D. +1.748 m</i>
<i>Mean Sea Level (MSL)</i>	<i>C.D. +1.185m</i>
<i>Mean Lower Low Water (MLLW)</i>	<i>C.D. +0.486 m</i>

Dimana C.D. adalah *Chart Datum* yang nilainya sama dengan *Lowest Astronomical Tide (LAT)* C.D.  $\pm 0,00$  m



Gambar 2.3 Diagram yang menunjukkan ketinggian data pasang surut<sup>[5]</sup>

### 2.3.2 Arus

Data arus didapatkan dengan menggunakan alat yang sama untuk mengukur pasang surut (2 MHz AQUADOPP Current Profiler) namun pada station yang berbeda (C-1) dan waktu yang lebih awal (11.20 – 04.40 28: 28 Januari 2008).

Kecepatan arus pada wilayah perairan laut lokasi penelitian yang akan digunakan untuk mendesain fender dan analisa *mooring* sebesar 0,5 m/s. Arah arus dominannya adalah *West South West - East North East* ( $68^\circ$ ) dan *South West – North East* ( $66^\circ$ ).

### 2.3.3 Gelombang

Data gelombang yang digunakan berasal dari Desa Bajo, Kec. Batui.

Data gelombang didapatkan menggunakan :

Tabel 2.3 Alat yang digunakan untuk mendapatkan data gelombang<sup>[5]</sup>

<i>Station</i>	<i>Instrument</i>	<i>Type</i>	<i>Start Data</i>	<i>End Data</i>
<i>W-1</i>	<i>Ultra Sonic Wavemeter</i>	<i>DLU -1</i>	<i>14.00 July 16</i>	<i>Aug.16</i>

Pada lokasi penelitian, tinggi gelombang dominan dengan periode selama 50 tahun setinggi 2,7 m dengan arah datang dominannya berasal dari *South. Floating breakwater* nantinya akan dibangun secara bersamaan dengan dermaga dengan maksud agar tinggi gelombang di wilayah *basin* tereduksi menjadi 0,7 hingga 1,5 m sesuai dengan syarat sandar tanker (OCDI).

### 2.3.4 Angin

Data angin yang digunakan berasal dari Desa Bajo, Kec. Batui dan didapatkan :

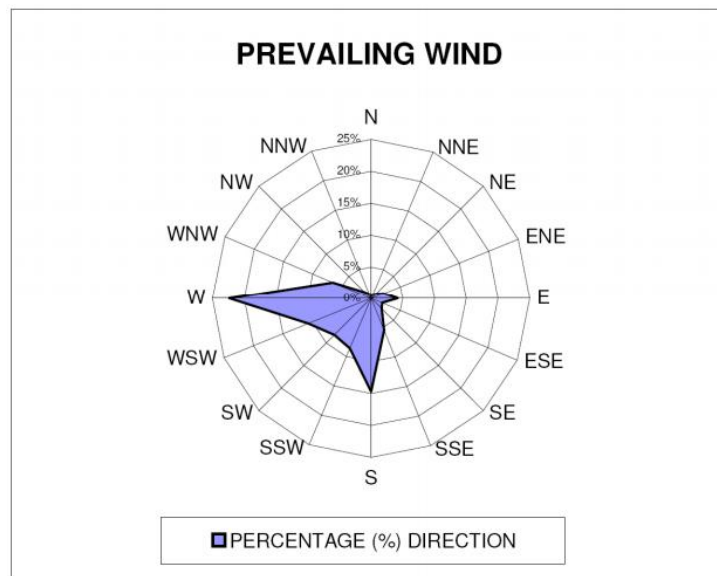
Tabel 2.4 Alat yang digunakan untuk mendapatkan data angin<sup>[11]</sup>

<i>Station</i>	<i>Instrument</i>	<i>Type</i>	<i>Model</i>	<i>Start Data</i>	<i>End Data</i>
<i>Bajo</i>	<i>Mech.Wind Recorder</i>	<i>Thies Clima</i>	<i>4.3900.10.000</i>	<i>18.00: January 16, 2008</i>	<i>06.00:February. 16, 2008</i>

Tabel 2.5 Kecepatan angin maksimum (m/s)<sup>[11]</sup>

<i>Maximum Wind Speed (m/s)</i>		<i>N</i>	<i>NE</i>	<i>E</i>	<i>SE</i>
<i>Return Period (year)</i>	<i>2</i>	<i>N/A</i>	<i>N/A</i>	<i>6,8</i>	<i>N/A</i>
	<i>50</i>	<i>N/A</i>	<i>N/A</i>	<i>13,1</i>	<i>N/A</i>
<i>Maximum Wind Speed (m/s)</i>		<i>S</i>	<i>SW</i>	<i>W</i>	<i>NW</i>

Return Period (year)	2	8,8	6	9,3	7,5
	50	14,7	16,6	14,6	12,2



Gambar 2.4 *Wind rose* data angin yang berlaku<sup>[5]</sup>

## 2.4 Kapasitas Produksi

Proyek Senoro akan memproduksi gas sebesar 310 juta SCFD dari 2 lapangan yaitu

Lapangan Senoro dan Lapangan Cendanapura. Produksi gas tersebut akan disalurkan ke beberapa pembeli yaitu PT. Donggi Senoro LNG sebesar 250 juta SCFD, PT. Panca Amara Utama sebesar 55 juta SCFD dan PT. PLN sebesar 5 juta SCFD.

Plan of Development Area Matindok (Donggi-Matindok) disetujui BPMIGAS tahun 2008 dan direvisi tahun 2011 dengan kapasitas produksi sebesar 105 juta SCFD (50 juta SCFD dari Donggi dan 55 juta SCFD dari Matindok) dengan perkiraan biaya investasi sebesar US\$762 juta.

Dalam pelaksanaannya kemudian dipisah menjadi 2 proyek, yaitu EPC CPP Donggi dan EPC CPP Matindok. Produksi gasnya akan disuplai ke PT. Donggi

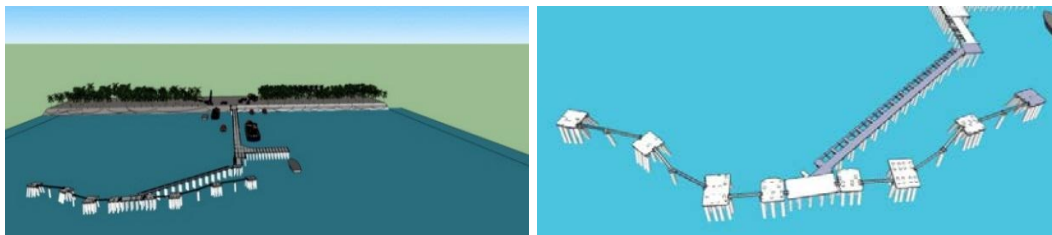
Senoro LNG sebesar 85 juta SCFD, dan PLN sebesar 20 juta SCFD bersama dengan produksi gas dari lapangan Senoro (310 juta SCFD). Blok Matindok diperkirakan dapat berproduksi hingga 20 tahun.

Target produksi dan pengiriman perdana awalnya direncanakan pada Kuartal-I 2015, namun jadwal ini mundur hingga pertengahan 2015. (Sumber: Laporan Tahunan SKK Migas, 2013)

## 2.5 Kondisi Proyek PT. Pertamina dan Medco E&P (JOB PMTS)

Kondisi pengerjaan *Condensate and Sulfuric Acid Area, Senoro Block Project* yang merupakan pengembangan dari proyek *Material of Loading Jetty Senoro Block*.

Detail pekerjaan proyek meliputi pekerjaan pemancangan, *pilecap*, *beam*, *slab* dan *architecture* untuk konstruksi *trestle 3*, *trestle 4*, *jetty head*, *mooring dolphin* dan *breasting dolphin*. (Sumber: <https://kondensatasamsulfat.wordpress.com>)



Gambar 2.5 Simulasi Dermaga



Gambar 2.6 Pemandangan pada lokasi proyek

## BAB III

### TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

#### 3.1 Tinjauan Pustaka

Fender adalah suatu struktur yang terpasang di tepi dermaga untuk melindungi dermaga dari benturan dengan kapal. Fungsi utama dari fender adalah untuk meredam energi tumbukkan yang diakibatkan oleh kapal yang bersandar di dermaga tersebut lalu energi tersebut diubah menjadi deformasi pada struktur dermaga (Zulkifli, 2012).

Fender harus andal dalam melindungi kapal, struktur dermaga, dan fender itu sendiri. Fender harus bekerja setiap hari selama bertahun – tahun dalam lingkungan yang ekstrim dengan ataupun tanpa *maintenance* (Trelleborg Marine System, 2007). Oleh karena itu maka diperlukan desain fender yang baik agar fender dapat beroperasi sebaik mungkin.

#### 3.2 Dasar Teori

##### 3.2.1 Berthing Energy ( $E_N$ )

Kapal yang akan merapat ke pelabuhan akan mengeluarkan beban berupa energi kepada struktur. Energi tumbukkan dari kapal ini akan diserap oleh fender yang kemudian mentransfer energi tersebut kepada struktur dan direspon sebagai reaksi pada struktur dermaga. Energi sandar kapal yang cukup besar dapat menimbulkan defleksi pada fender. Perhitungan dari energi sandar kapal ini hamper mirip dengan perhitungan energi kinetik namun ditambah dengan beberapa koefisien – koefisien. Dalam perhitungan energi sandar kapal dapat digunakan rumus berikut:

$$E_N = \frac{M \times V_B^2}{2} C_M \times C_E \times C_C \times C_S \text{ (OCDI) dan} \quad (3.1)$$

$$E_N = 0,5 \times M \times V_B^2 \times C_M \times C_E \times C_C \times C_S \text{ (PIANC)} \quad (3.2)$$

dimana :

$E_N$  = Energi sandar kapal normal yang diserap kapal (kNm)

M	= Massa kapal ( <i>displacement tonnage</i> )*
V <sub>B</sub> (m/s)	= Komponen kecepatan kapal saat merapat dalam arah tegak lurus
C <sub>M</sub>	= Koefisien <i>added mass</i>
C <sub>E</sub>	= Koefisien eksentrisitas
C <sub>C</sub>	= Koefisien konfigurasi <i>berthing</i>
C <sub>S</sub>	= Koefisien <i>softness</i>

\*PIANC menyarankan nilai *confidence limit* sebesar 50% atau 75% (M50 atau M75) sesuai untuk kebanyakan kasus. V<sub>B</sub> biasanya didasarkan pada *displacement* sebesar 50% *confidence limit* (M50)

### 3.2.1.1 Abnormal Berthing Energy (E<sub>A</sub>)

Dampak abnormal muncul ketika *normal berthing energy* terlampaui. Hal yang dapat menyebabkan *abnormal berthing energy* ialah *human error*, malfungsi, kondisi cuaca ekstrim, atau kombinasi dari faktor – faktor ini.

*Abnormal berthing energy* yang diserap fender dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$E_A = F_S \times E_N \quad (3.3)$$

dimana: E<sub>A</sub> = Energi sandar kapal abnormal yang diserap kapal (kNm)

F<sub>S</sub> = *Safety factor* untuk *abnormal berthing energy*

Penentuan *safety factor* bergantung pada banyak faktor, antara lain adalah :

- Konsekuensi kemungkinan kegagalan fender saat kapal bersandar
- Seberapa sering *berth* digunakan
- Design *berthing speed* yang sangat rendah
- Kerentanan terhadap kerusakan struktur pendukung
- Jenis dan ukuran kapal yang bersandar



Tabel 3.1 *Safety Factor ( $F_s$ )*<sup>[9]</sup>

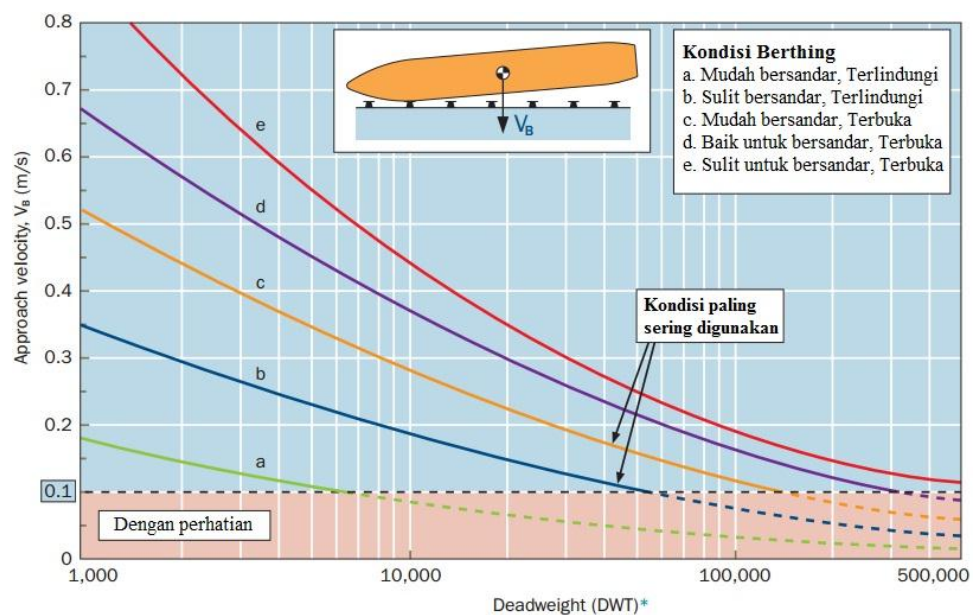
Jenis Kapal	Ukuran	$F_s$
Tanker, Bulk, Cargo	Terbesar	1,25
	Terkecil	1,75
Container	Terbesar	1,5
	Terkecil	2,0
General Cargo		1,75
RoRo, Ferries		$\geq 2,0$
Tugs, worksboat, dll		2,0

PIANC merekomendasikan faktor dampak abnormal ketika diturunkan harus tidak kurang dari 1,1 atau lebih dari 2,0 dengan pengecualian sedang dalam keadaan terus dipakai.

### 3.2.1.2 Approach Velocity ( $V_B$ )

*Berthing speed* bergantung pada tingkat kemudahan atau kesulitan kapal bersandar, panduan bersandar dari dermaga, dan ukuran kapal. Kondisi *approach velocity* biasanya dibagi menjadi 5 kategori seperti yang ditunjukkan pada grafik. Pemilihan  $V_B$  juga bergantung pada lokasi bersandarnya kapal.

Panduan yang paling banyak digunakan untuk pendekatan kecepatan adalah tabel Brotsma, diadopsi dari BS, PIANC, dan standar – standar lainnya.



Gambar 3.1 Grafik *approach velocity ( $V_B$ )*<sup>[14]</sup>

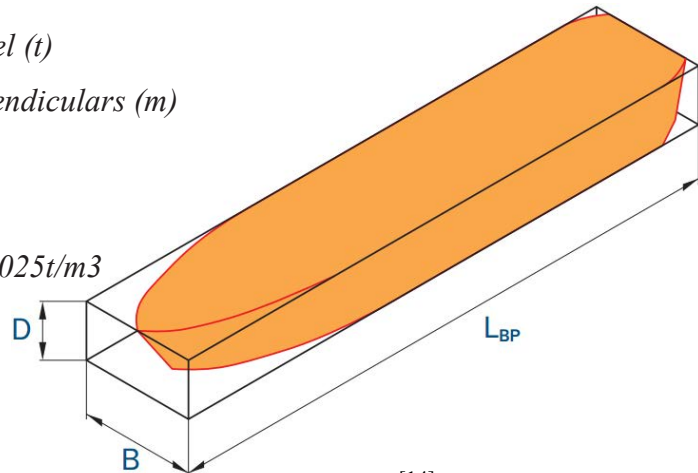
### 3.2.1.3 Block Coefficient ( $C_B$ )

Block coefficient ( $C_B$ ) adalah fungsi dari bentuk lambung kapal dan dinyatakan dalam rumus sebagai berikut :

$$C_B = \frac{M_D}{L_{BP} \times B \times D \times \rho_{sw}} \quad (3.4)$$

dimana :

- $M_D$  = Displacement of vessel (t)
- $L_{BP}$  = Length between perpendiculars (m)
- $B$  = Beam (m)
- $D$  = Draft (m)
- $\rho_{sw}$  = Seawater density  $\approx 1.025 \text{ t/m}^3$



Gambar 3.2 Dimensi kapal dan ukuran – ukuran pentingnya<sup>[14]</sup>

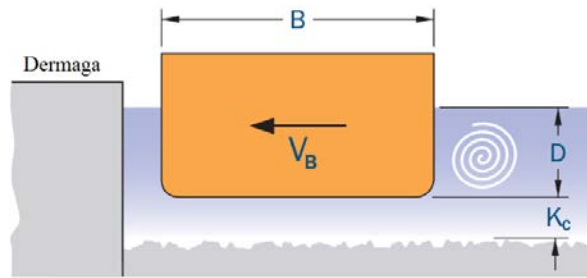
Tabel 3.2 Block coefficient ( $C_B$ ) pada umumnya<sup>[9]</sup>

Container vessels	0,6 - 0,8
General Cargo dan Bulk Carriers	0,72 - 0,85
Tanker	0,85
Ferrie	0,55 - 0,65
RoRo vessel	0,7 - 0,8

### 3.2.1.4 Added Mass Coefficient ( $C_M$ )

Added mass coefficient ( $C_M$ ) memungkinkan air laut terbawa bersamaan dengan kapal ketika bergerak kesamping untuk bersandar pada *berth*. Ketika kapal berhenti setelah ditahan fender, air laut tetap terus mendorong badan kapal yang secara efektif meningkatkan massa keseluruhan.

Metode Vasco Costa diadopsi oleh sebagian besar untuk kode pendesainan *berthing ship* dimana kedalaman air yang tidak substantial lebih besar dari *draft* kapal.



Gambar 3.3 Pengaruh *added mass* terhadap *berthing ship*<sup>[14]</sup>

Tabel 3.3 Rumus perhitungan *added mass*<sup>[14]</sup>

PIANC 2002	Shigera Ueda 1981	Vasco Costa* 1964
untuk $\frac{K_C}{D} \leq 0,1$ $C_M = 1,8$	$C_M = \frac{\pi \times D}{2 \times C_B \times B}$	$C_M = 1 + \frac{2D}{B}$
untuk $0,1 \leq \frac{K_C}{D} \leq 0,5$ $C_M = 1,875 - 0,75 \left[ \frac{K_C}{D} \right]$		
untuk $\frac{K_C}{D} \leq 0,5$ $C_M = 1,5$		

\*valid ketika  $V_B \geq 0,08$  m/,  $K_C \geq 0,1D$

dimana :

D = *Draft of vessel (m)*

B = *Beam of vessel (m)*

$L_{BP}$  = *Length between perpendiculars (m)*

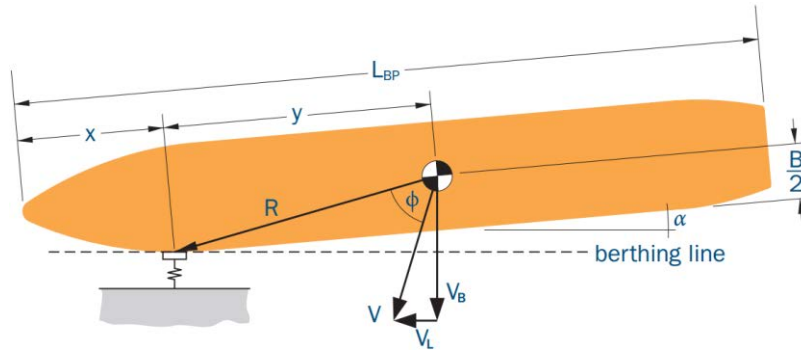
$K_C$  = *Under keel clearance (m)*

### 3.2.1.5 Eccentricity Coefficient ( $C_E$ )

*Eccentricity coefficient* ( $C_E$ ) memungkinkan energi tumbukan kapal untuk hilang diakibatkan oleh rotasi kapal itu sendiri ketika mengenai fender. Penentuan titik benturan kapal dengan fender yang tepat, *berthing angle* dan *velocity vector angle* samaunya merupakan hal penting dalam untuk perhitungan  $C_E$  yang akurat.

Dalam penggunaannya, koefisien eksentrisitas sangat bervariasi antara 0,3 hingga 1,0 untuk tiap kasus *berthing ship* yang berbeda – beda.

*Velocity (V)* tidak selalu tegak lurus terhadap *berthing line*.



Gambar 3.4 Faktor yang mempengaruhi *eccentricity coefficient* ( $C_E$ )<sup>[14]</sup>

*Eccentricity coefficient* ( $C_E$ ) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$C_E = \frac{K^2 + R^2 \cos^2 \phi}{K^2 + R^2} \quad (3.5)$$

dimana :

B = Beam (m)

$C_B$  = Block coefficient

$L_{BP}$  = Length between perpendiculars (m)

R = Centre of mass to point of impact (m)

K = Radius of gyration (m)

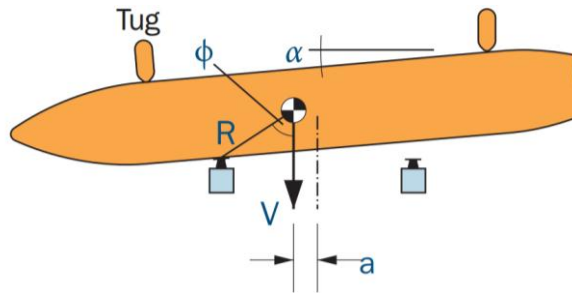
$V_L$  = Longitudinal velocity component (forward or astern)

Untuk mencari nilai R dan K, dapat menggunakan persamaan :

$$R = \sqrt{y^2 + \left[\frac{B}{2}\right]^2} \quad (3.6)$$

$$K = (0,19 \times C_B + 0,11) \times L_{BP} \quad \text{Dengan catatan : } \phi < 10^\circ, C_E = 1.0$$

Untuk kasus *dolphin berthing*, kapal sangat jarang dapat berlabuh tepat ditengah *breasting dolphin*. ROM 0.2—90 menyarankan nilai  $a = 0,1L$  dengan nilai minimum 10 m hingga 15 m jarak antara *midpoint* dan COG kapal.



Gambar 3.5 Dolphin berthing system<sup>[14]</sup>

### 3.2.1.6 Berth Configuration Coefficient ( $C_C$ )

Ketika kapal bersandar dengan sudut yang kecil pada struktur dermaga tertutup, air diantara *hull* dan dermaga menjadi redaman dan menghilangkan sebagian kecil *berthing energy*. Se jauh mana faktor ini akan berkontribusi ditentukan oleh beberapa faktor antar lain :

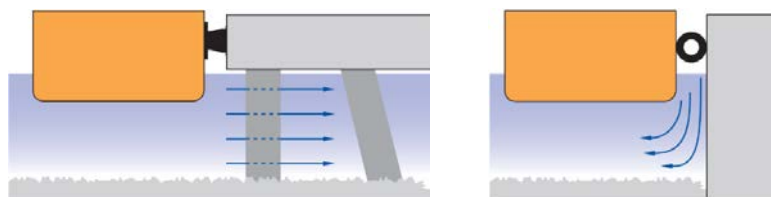
- Desain struktur dermaga
- *Underkeel clearance*
- *Velocity* dan *angle of approach*
- Proyeksi fender
- Bentuk *hull* kapal

PIANC merekomendasikan menggunakan nilai – nilai sebagai berikut :

Tabel 3.4 Nilai  $C_C$  yang direkomendasikan PIANC<sup>[9]</sup>

$C_C = 1,0$	Struktur dermaga terbuka dengan menggunakan <i>pile</i>
	<i>Berthing angle</i> $> 0,5^\circ$
	Kecepatan <i>berthing</i> yang sangat rendah
	<i>Underkeel clearance</i> yang besar
$C_C = 0,9$	Struktur dermaga tertutup
	<i>Berthing angle</i> $> 0,5^\circ$

Catatan: Jika *Underkeel clearance* telah direncanakan untuk *added mass coefficient* ( $C_M$ ), nilai koefisien konfigurasi *berth* yang biasanya digunakan adalah  $C_C = 1,0$



Gambar 3.6 Struktur dermaga terbuka (kiri) dan tertutup (kanan)<sup>[14]</sup>

### 3.2.1.7 Softness Coefficient ( $C_s$ )

Fender bersifat relatif keras untuk meredam *berthing energy* dari lambung kapal, oleh karena itu sebagian *berthing energy* diserap oleh elastisitas deformasi lambung kapal.



Gambar 3.7 *Berthing energy* diserap oleh elastisitas lambung kapal<sup>[12]</sup>

Pada banyak kasus hal ini sangat jarang terjadi dan diabaikan ( $C_s = 1$ ). PIANC merekomendasikan nilai - nilai sebagai berikut :

Tabel 3.5 Nilai  $C_s$  yang direkomendasikan PIANC<sup>[9]</sup>

$C_s = 1,0$	<i>Soft fenders ( <math>\delta f &gt; 150mm</math> )</i>
$C_s = 0,9$	<i>Hard fenders ( <math>\delta f \leq 150mm</math> )</i>

### 3.2.2 Pemilihan Fender

Setiap jenis dan ukuran fender memiliki karakteristik kinerja yang berbeda. Jenis fender apapun yang digunakan, fender tersebut harus memiliki kapasitas yang cukup untuk menyerap energi normal dan abnormal saat kapal berlabuh. Ketika memilih fender, beberapa faktor yang harus dipertimbangkan adalah:

#### Kapal

Ukuran Kapal  
Jenis kapal atau kelasnya  
Kondisi *loaded* atau *ballast*  
*U-keel clearance*

#### Berth

*Berthing mode*  
*Berthing frequency*  
*Approach speed*  
*Berthing angle*

#### Jarak antar fender

*Single/multiple fender contacts*  
*Sudut bow flare*  
*Bow radius*  
*Tinggi freeboard*

#### Desain panel fender

*Struktur berth*  
*Lebar yang tersedia*  
*Ketinggian seabed*  
*Ketinggian pasang surut*

### 3.2.2.1 Energy Capacity

Fender harus memiliki kapasitas penyerapan energi yang lebih besar dari atau sama dengan energi abnormal kapal saat berlabuh (*Require Energy* jika PIANC). *Allowance* atau izin harus dibuat untuk toleransi manufaktur fender ( $f_{TOL}$ ), pengaruh suhu, kecepatan dan sudut kompresi (horisontal dan vertikal).

Tiap manufaktur fender memiliki jenis – jenis fender dan respon material yang berbeda sehingga untuk mengetahui *energy capacity* fender harus terlebih dahulu mengetahui spesifikasi fender dari katalog produknya.

Untuk mencari kapasitas energi sebuah fender dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$E_{CAP} = \frac{E_F}{R_F} \quad (3.7)$$

$$E_F = E_{RPD} \times f_{TOL} \times f_{ANG} \times f_{TEMP} \times f_{VEL}$$

$$R_F = R_{RPD} \times f_{TOL} \times f_{ANG} \times f_{TEMP} \times f_{VEL}$$

dimana:

$E_{CAP}$  = *Energy capacity*

$E_F$  = *Minimum fender energy*

$R_F$  = *Minimum fender reaction*

$f_{ANG}$  = *Angular factor*

$f_{TEMP}$  = *Temperature factor*

$f_{VEL}$  = *Velocity factor*

$f_{TOL}$  = *Fender tolerance*

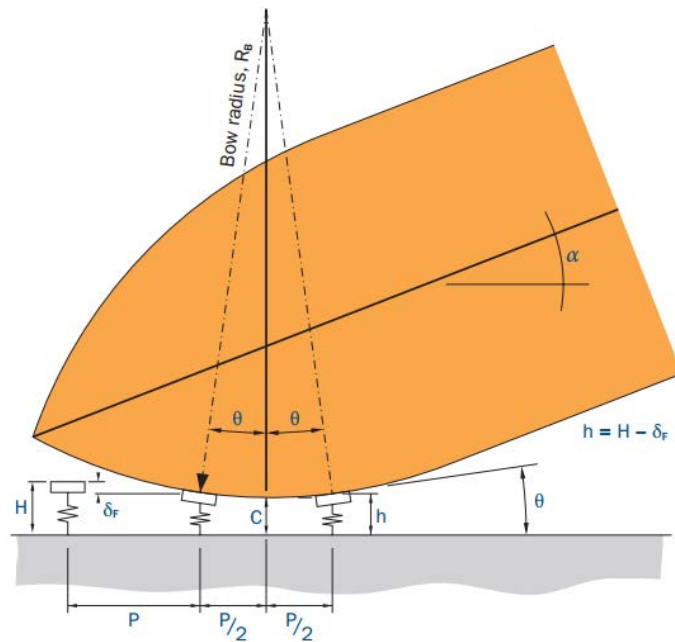
$RPD$  = *Rated performance data*

### 3.2.2.2 Jarak Antar Fender

Jarak antar fender yang terlalu jauh dapat menyebabkan kapal menabrak *berth*. Nilai izin (C) harus selalu dijaga, biasanya antara 5-15% dari tinggi fender terkompresi (H).

Beberapa poin yang harus diperhatikan sebelum mendesain jarak antar fender antara lain adalah:

- Kapal yang lebih kecil memiliki *bow radius* yang lebih kecil tetapi biasanya menyebabkan fender berdefleksi yang lebih kecil juga.
- Jarak izin harus mempertimbangkan sudut *bow flare*
- *Bow flare* yang lebih besar dekat dengan haluan dan buritan kapal.
- Gambar kapal yang tersedia. Gambar ini harus digunakan untuk memperkirakan radius busur.



Gambar 3.8 Jarak antar fender<sup>[14]</sup>

Sebagai panduan untuk menghitung jarak yang sesuai antar fender pada *berth*, rumus di bawah ini menunjukkan jarak antar fender maksimal. Jenis kapal yang berlabuh harus diperiksa terlebih dahulu.

$$P \leq 2\sqrt{R_B^2 - (R_B - h + C)^2} \quad (3.8)$$

Dimana:

P = Jarak antar fender

$R_B$  = *Bow radius* (m)

h = Proyeksi fender ketika dikompres, diukur dari *centerline* fender

a = *Berthing angle*

C = *Clearance* (5–15% dari proyeksi fender tanpa defleksi, termasuk panel)

$\theta$  = Sudut lambung kapal dengan fender



Catatan:

Jarak fender yang lebar mungkin sesuai dengan teori, namun pada kenyataannya jarak maksimal antar fender yang sesuai adalah 12 -15m

#### 3.2.2.2.1 *Bow Radius*

Kapal sering diasumsikan memiliki radius kelengkungan lambung konstan dari bow ke hull. Kapal berbentuk ramping yang dirancang untuk kecepatan tinggi (container, cruise dan kapal RoRo) akan memiliki kelengkungan bow yang membentang jauh ke belakang hull. Sebuah kapal yang dirancang untuk membawa muatan maksimum (bulk carrier atau oil & gas tanker) akan memiliki kelengkungan bow yang pendek.

Untuk mencari nilai Bow Radius ( $R_B$ ) dapat menggunakan persamaan :

$$R_B = \frac{1}{2} \left[ \frac{B}{2} + \frac{L_{OA}^2}{8B} \right] \quad (3.9)$$

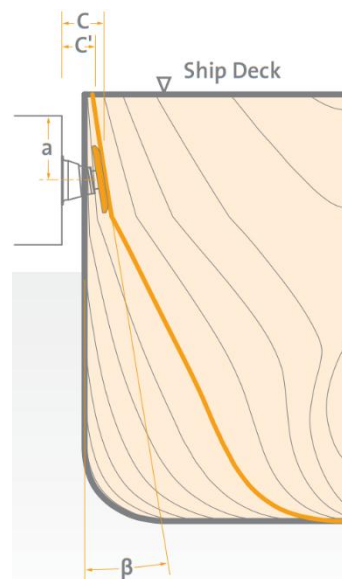
Dimana

$R_B$  = Bow radius (m)

$B$  = Beam of vessel (m)

$L_{OA}$  = Vessel length overall (m)

#### 3.2.2.2.2 *Bow Flare*



Gambar 3.9 Bow flare<sup>[3]</sup>

Sudut haluan kapal saat menabrak fender dapat mengurangi *clearance* yang efektif antara lambung kapal dan struktur.

$$C' = C - a \sin(\beta) \quad (3.10)$$

dimana:

$C'$  = *Clearance* pada *bow flare*

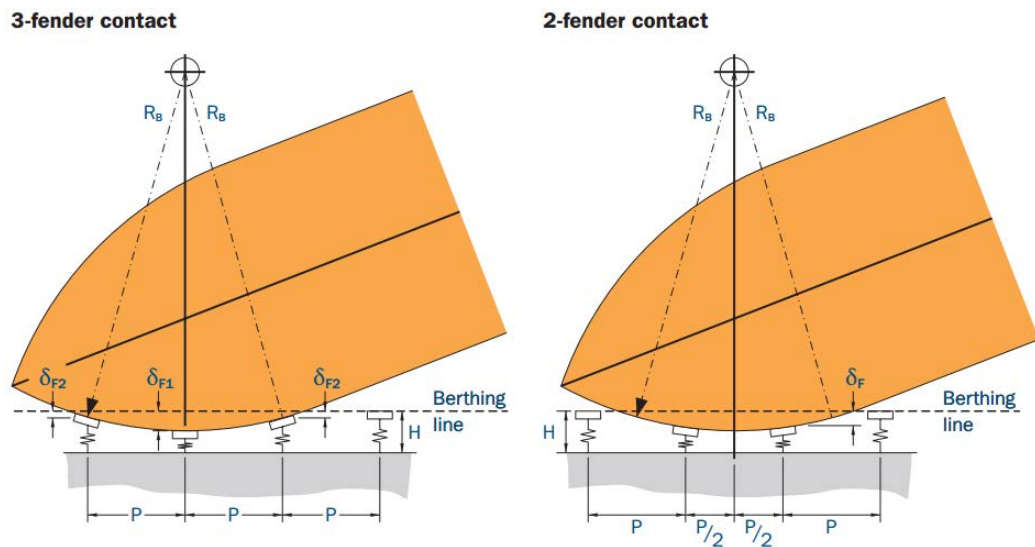
$C$  = *Clearance* karena *bow radius* dan defleksi fender

$a$  = Tinggi antara fender dengan dek kapal (atau atasnya *berth*)

$\beta$  = Sudut *bow flare* panel fender, *spacer spools*, dll

### 3.2.2.2.3 Multiple Fender Contact

Kapal dapat menabrak lebih dari satu fender saat berlabuh tergantung pada *bow radius* dan jarak fender. Jika hal ini terjadi, total *berthing energy* akan diserap sesuai dengan defleksi masing-masing fender.



Gambar 3.10 *Fender contact*<sup>[14]</sup>

#### 3-Fender contact

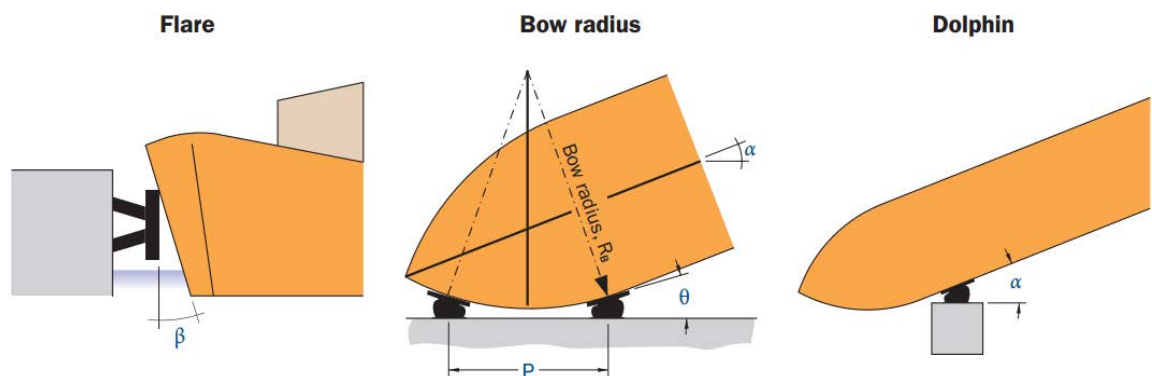
- Energi diserap oleh tiga (atau lebih) fender
- Kemungkinan defleksi fender lebih besar
- *Bow flare* penting
- *1-fender contact* juga memungkinkan pada kapal dengan *bow radius* kecil

### 2-Fender contact

- Energi yang diserap terbagi oleh 2 (atau lebih) fender
- Defleksi fender yang lebih kecil
- Total reaksi yang lebih besar ke dalam struktur *berth*
- *Clearence* tergantung pada *bow radius* dan *bow flare*

#### 3.2.2.2.4 Angular Berthing

Sudut berlabuh (*angular berthing*) antara fender dan lambung kapal akan menyebabkan sebagian hilangnya penyerapan *berthing energy*. *Angular berthing* adalah sudut horizontal atau vertikal titik ketemu antara lambung kapal dan struktur *berth*. Ada tiga kondisi yang mungkin terjadi untuk *angular berthing*: *flare*, *bow radius* dan *dolphin*.



Gambar 3.11 Sudut *berthing flare*, *bow radius*, dan *dolphin*<sup>[14]</sup>

$$\sin \theta = \frac{P}{2R_B} \quad \text{dimana } R_B = \text{Bow Radius} \quad (3.11)$$

#### 3.2.2.3 Desain Panel Fender

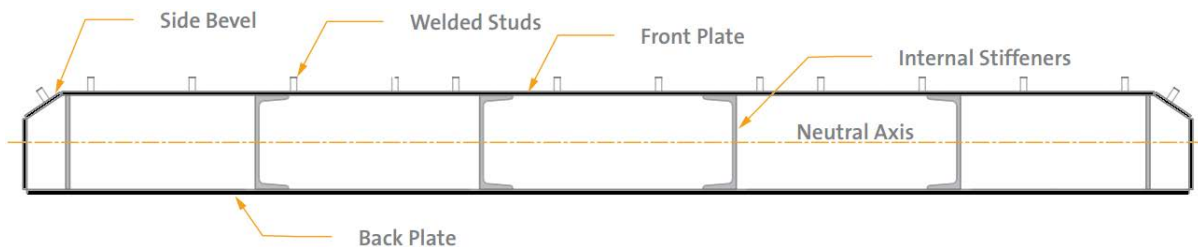
Panel fender digunakan untuk mendistribusikan gaya reaksi ke dalam lambung kapal ketika berlabuh. Desain panel harus mempertimbangkan banyak faktor. Faktor – faktor tersebut adalah :

- Tekanan *hull* dan perkiraan pasang surut
- Sudut kemiringan dan *chamfer* (bagian miring pada sudut fender)
- Momen *bending* dan *shear*
- *Local buckling*
- *Grade steel* yang digunakan
- Tegangan yang diizinkan

- Jenis dan ukuran las
- *Fatigue* dan beban siklik
- Metode uji tekan
- Sambungan karet fender
- *UHMW-PE (Ultra-high-molecular-weight polyethylene)*
- Sambungan rantai fender
- *Lifting point*
- Sitem pelapisan dan korosi
- *Maintenance* dan umur operasinya

Kebanyakan panel fender modern dibuat dengan menggunakan sistem "*closed box*". Metode desain ini memiliki kekuatan tinggi untuk rasio berat dan menciptakan bentuk eksterior sederhana yang mudah untuk melapisi dan memeliharanya. Bagian dalam panel ini diuji tekan untuk memastikan sepenuhnya tertutup dari lingkungan dan masuknya air.

Penampang panel fender penampang meliputi beberapa baja penegar vertikal, biasanya *T-sections* dibuat dari pelat baja. Ketebalan pelat luar, ukuran dan jenis penegar akan tergantung pada banyak faktor.



Gambar 3.12 Penampang fender<sup>[3]</sup>

Panel fender terbuat dari baja struktural yang dilas. Kelas yang digunakan tergantung pada kondisi lokal dan yang tersedia. Beberapa baja khas diberikan di bawah ini.

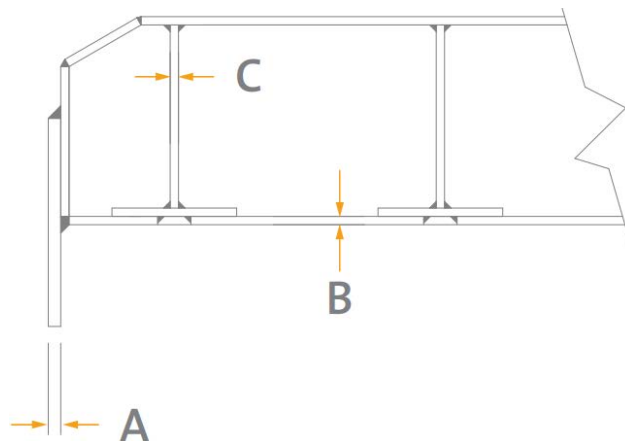
Tabel 3.6 Kriteria baja panel<sup>[14]</sup>

<i>Standard</i>	<i>Grade</i>	<i>Yield Strength</i>		<i>Tensile Strength</i>		<i>Temperature</i>	
		<i>N/mm<sup>2</sup></i>	<i>psi</i>	<i>N/mm<sup>2</sup></i>	<i>psi</i>	<i>°C</i>	<i>°F</i>
EN 10025	S235JR (1,0038)	235	34.000	360	52.000	-	-
	S275JR (1,0044)	275	40.000	420	61.000	-	-
	S355J2 (1,0570)	355	51.000	510	74.000	-20	-4
	S355J0 (1,0553)	355	51.000	510	74.000	0	32
JIS G- 3101	SS41	235	34.000	402	58.000	0	32
	SS50	275	40.000	402	58.000	0	32
	SM50	314	46.000	490	71.000	0	32
ASTM	A-36	250	36.000	400	58.000	0	32
	A-572	345	50.000	450	65.000	0	32

Standar nasional Perancis dan Jerman telah digantikan dengan EN 10025.

Di Inggris, BS4360 telah digantikan oleh BS EN 10025.

PIANC merekomendasikan ketebalan baja minimum berikut untuk konstruksi panel fender:



Gambar. 3.13 Letak titik ketebalan baja minimum<sup>[3]</sup>

Tabel 3.7 Ketebalan baja minimum<sup>[7]</sup>

A	Terkena dua sisi	$\geq 12\text{mm}$ (1/2")
B	Terkena satu sisi	$\geq 9\text{mm}$ (3/8")
C	Internal (terlindungi)	$\geq 8\text{mm}$ (5/16")

Ketebalan panel minimum akan 140-160 mm (tidak termasuk *UHMW-PE face pad*) dan sering bisa jauh lebih besar.

Tabel berikut ini dapat digunakan sebagai panduan untuk menentukan minimum rata-rata berat panel (tidak termasuk *UHMW-PE face pad*).

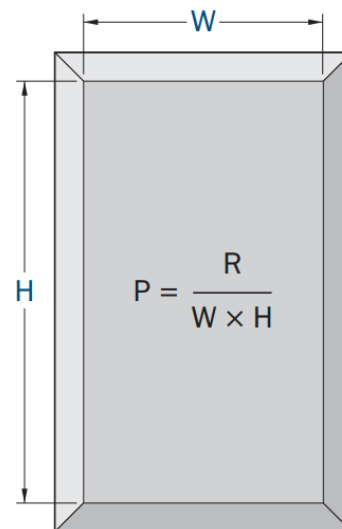
Tabel 3.8 Berat baja panel<sup>[9]</sup>

<i>Light duty</i>	200 - 250 kg/m <sup>2</sup>
<i>Medium duty</i>	250 - 300 kg/m <sup>2</sup>
<i>High duty</i>	300 - 400 kg/m <sup>2</sup>
<i>Extreme duty</i>	≥ 400 kg/m <sup>2</sup>

### 3.2.2.4 Hull Pressure

Tekanan lambung (*hull pressure*) yang diijinkan tergantung pada ketebalan plat lambung dan jarak bingkai fender. *Hull pressure* bervariasi tergantung dengan jenis kapal.

- $P$  = *Hull pressure* rata - rata (kN/m<sup>2</sup>)  
 $R$  = Total reaksi fender (kN)  
 $W$  = Lebar panel, tanpa *bevel* (m)  
 $H$  = Tinggi panel, tanpa *bevels* (m)



Gambar 3.14 *Hull pressure* pada panel<sup>[14]</sup>

Tabel 3.9 *Hull Pressure*<sup>[9]</sup>

Jenis Kapal	Ukuran	<i>Hull Pressure</i>
<i>Container ships</i>	< 1 000 teu ( <i>1st/2nd generation</i> )	< 400
	< 3 000 teu ( <i>3rd generation</i> )	< 300
	< 8 000 teu ( <i>4th generation</i> )	< 250
	> 8 000 teu ( <i>5th/6th generation</i> )	< 200
<i>General cargo</i>	20 000 DWT	400–700

	$> 20\,000\text{ DWT}$	$< 400$
<i>Oil tankers</i>	$\leq 20\,000\text{ DWT}$	$< 250$
	$\leq 60\,000\text{ DWT}$	$< 300$
<i>VLCC/ULCC</i>	$> 60\,000\text{ DWT}$	$150\text{--}200$
<i>Gas carriers</i>	<i>LNG/LPG</i>	$< 200$
<i>Bulk carriers</i>		$< 200$

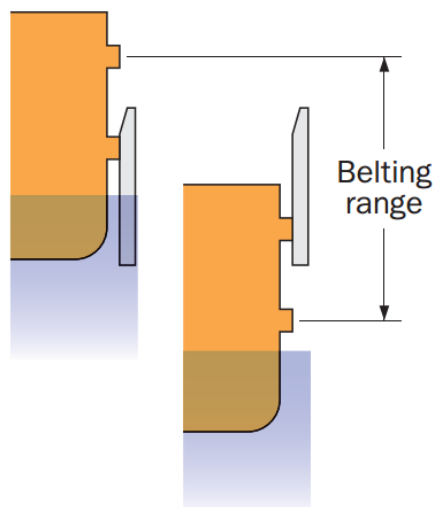
### 3.2.2.5 Belting

Kebanyakan kapal mempunyai struktur *belting* (*strakes*). *Belting* ini terdiri dari berbagai bentuk dan ukuran yang dirancang dengan baik, namun ada juga yang kurang terpelihara.

Perawatan yang dibutuhkan ketika merancang panel fender untuk mengatasi *belting* dan mencegah tersangkutnya *belting*. Garis beban *belting* mengarahkan gaya pada panel fender sehingga harus diperhatikan dalam desain.

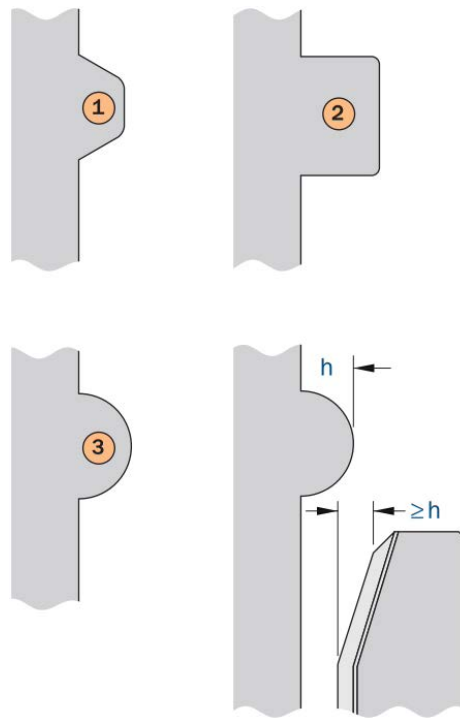
Tabel 3.10 Beban belting<sup>[14]</sup>

<i>Application</i>	<i>Vessel</i>	<i>Belting Load (kN/m)</i>
<i>Light duty</i>	<i>Aluminium hulls</i>	$150 - 300$
<i>Medium duty</i>	<i>Container</i>	$500 - 1.000$
<i>High duty</i>	<i>RoRo/Cruise</i>	$1.000 - 1.500$



Gambar 3.15 Jarak *belting*<sup>[14]</sup>

Jarak belting (*belting range*) seringkali lebih besar dari pasang surut karena desain desain, *heave*, *roll*, dan perubahan *draft*.



Gambar 3.16 Tipe *Belting*<sup>[14]</sup>

- 1,2 : Pada umumnya di Kapal RoRo / *Cruise*. Proyeksi 200-400 mm.
- 3 : Pada umumnya di *Oil/LNG Tanker*, Tongkang, *Offshore vessel supply* dan beberapa *container*. Proyeksi 100-250 mm.

#### 3.2.2.6 *Friction*

Gesekan (*friction*) memiliki pengaruh besar pada desain fender, terutama untuk ketahanan rantai. Bahan rendah gesekan (UHMW-PE) sering digunakan untuk mengurangi gesekan. Bahan lain, seperti *polyurethanes (PU)* digunakan untuk kulit *foam fender*, karena memiliki koefisien gesekan rendah antara karet terhadap baja atau beton.

Tabel dibawah ini dapat digunakan sebagai panduan untuk nilai koefisien gesekan. Koefisien gesekan dapat bervariasi sesuai kondisi (basah atau kering, suhu setempat, beban statis dan dinamis, serta kekasaran permukaan).



Tabel 3.11 Koefisien Gesekan ( $\mu$ )<sup>[9]</sup>

Material		Koefisie gesekan ( $\mu$ )
<i>UHMW-PE</i>	<i>Steel</i>	0.2
<i>HD-PE</i>	<i>Steel</i>	0.3
<i>Polyurethane</i>	<i>Steel</i>	0.4
<i>Rubber</i>	<i>Steel</i>	0.7
<i>Timber</i>	<i>Steel</i>	0.4
<i>Steel</i>	<i>Steel</i>	0.5

### 3.2.2.7 Desain Rantai

Rantai dapat digunakan untuk menahan gerakan fender selama kompresi atau untuk mendukung beban statis. Fungsi utama rantai adalah :

- *Weight chain* mendukung panel fender dan mencegah fender turun. Berat rantai juga menahan gaya geser vertikal yang disebabkan oleh gerakan kapal atau berubahnya draft
- *Shear chain* menahan gaya horisontal yang disebabkan selama pendekatan longitudinal atau operasi *warping*
- *Tension chain* membatasi ketegangan pada karet fender. Lokasi yang benar dapat mengoptimalkan geometri defleksi
- Rantai yang lainnya digunakan untuk menambat *floating fender* atau mencegah hilangnya *fixed fender* jika terjadi kecelakaan



Gambar 3.17 Jenis rantai fender<sup>[14]</sup>

Faktor-faktor yang harus dipertimbangkan ketika merancang rantai fender adalah :

- Korosi
- Izin korosi dan pergantian berkala
- Rantai pendukung untuk mencegah kerusakan pada komponen yang lebih mahal jika terjadi kecelakaan

### 3.2.2.8 Pencegahan Korosi

Fender biasanya dipasang di lingkungan korosif, terkadang diperparah oleh suhu tinggi dan kelembaban. Korosi pada aksesoris fender dapat dikurangi dengan *paint coating*, *galvanising* atau dengan penggunaan *stainless steel*.

*Paint coating* dan *galvanising* hanya mempunyai umur ketahanan yang terbatas. *Coating* harus diterapkan kembali secara berkala. Rantai atau baut mungkin perlu di *galvanishing* ulang atau bahkan penggantian. Baja tahan karat (*stainless steel*) harus hati-hati dipilih untuk pengoperasian dalam air laut.

### 3.2.2.8.1 Paint Coating

ISO EN 12944 merupakan petunjuk yang banyak digunakan standar internasional mendefinisikan daya tahan sistem perlindungan korosi di berbagai lingkungan. Kelas C5-M berlaku untuk lokasi pantai, lepas pantai dan lingkungan dengan salinitas laut yang tinggi.

Daya tahan *coating* dibagi menjadi tiga kategori untuk memperkirakan daya tahan *coating* hingga *maintenance* pertama.

Tabel 3.12 Kategori daya tahan *coating*<sup>[14]</sup>

<i>Low</i>	2 – 5 tahun
<i>Medium</i>	5 – 15 tahun
<i>High</i>	> 15 tahun

Tabel berikut merupakan beberapa sistem *coating* kelas C5-M yang memberikan daya tahan tinggi dalam lingkungan laut.

Tabel 3.13 *Coating* kelas C-5M<sup>[14]</sup>

<i>Paint system</i>	<i>Surface</i>	<i>Priming Coat</i>				<i>Top Coat</i>			<i>Paint System</i>		<i>Expected durability</i>
	<i>Preparation</i>	<i>Binder</i>	<i>Primer</i>	<i>No coat</i>	<i>NDFT</i>	<i>Binder</i>	<i>No coat</i>	<i>NDFT</i>	<i>No coat</i>	<i>NDFT</i>	<i>(C5-M corrosivity)</i>
<i>S7.09</i>	<i>Sa 2.5</i>	<i>EP, PUR</i>	<i>Zn (R)</i>	<i>1</i>	<i>40</i>	<i>EP, PUR</i>	<i>3-4</i>	<i>280</i>	<i>4-5</i>	<i>320</i>	<i>High (&gt;15y)</i>
<i>S7.11</i>	<i>Sa 2.5</i>	<i>EP, PUR</i>	<i>Zn (R)</i>	<i>1</i>	<i>40</i>	<i>CTE</i>	<i>3</i>	<i>360</i>	<i>4</i>	<i>400</i>	<i>High (&gt;15y)</i>
<i>S7.16</i>	<i>Sa 2.5</i>	<i>CTE</i>	<i>Misc</i>	<i>1</i>	<i>100</i>	<i>CTE</i>	<i>2</i>	<i>200</i>	<i>3</i>	<i>300</i>	<i>Medium (5-15y)</i>

Sa 2.5 didefinisikan pada ISO 8501-1

Misc = macam-macam zat warna anti korosif

NDFT = *Nominal dry film thickness*

Zn (R) = Kandungan Seng

EP = *2-pack epoxy*

PUR = *1-pack* atau *2-pack polyurethane epoxy*

CTE = *2-pack coal tar epoxy*

### 3.2.2.8.2 Galvanishing

*Hot-dip galvanising* adalah proses pelapisan pelat baja dengan lapisan seng. Prosesnya adalah dengan pencelupan baja pada seng cair. Ketika material terkena air laut, seng bertindak sebagai anodik yang melindungi

baja di bawahnya. Setelah seng habis, baja akan mulai terkorosi dan kehilangan kekuatannya.

Ketebalan galvanising dapat ditingkatkan dengan:

- *Shot blasting* komponen baja sebelum dicelupkan
- Pengawetan komponen dalam cairan asam khusus
- Pencelupan ganda pada komponen (hanya cocok untuk beberapa *grade* baja tertentu)

*Spin galvanising* digunakan untuk komponen ulir yang direndam dalam seng cair kemudian segera disentrifugasi untuk menghilangkan kelebihan seng. *Spin galvanising coating* lebih tipis dari *hot-dip coating galvanising* dan tidak akan bertahan lama di lingkungan laut. Berikut ini adalah ketebalan *galvanising*:

Tabel 3.14 Ketebalan *galvanising*<sup>[14]</sup>

<i>Hot dip galvanising</i>	85 $\mu\text{m}$
<i>Spin galvanising</i>	40 $\mu\text{m}$

### 3.2.2.8.3 *Stainless Steel*

Kinerja *stainless steel* di air laut bervariasi sesuai dengan ketahanan *pitting*. Komposisi kimia - terutama *Chromium (Cr)*, *Molybdenum (Mo)* dan *Nitrogen (N)* merupakan faktor utama dalam ketahanan *pitting*.

*Pitting resistance equivalent number (PREN)* adalah cara teoritis untuk membandingkan nilai *stainless steel*.

Tabel 3.15 Daftar material *stainless steel* dari *British Stainless Steel Association*<sup>[14]</sup>

Grade	Common Name	Type	Cr (%)	Mo (%)	N (%)	PREN	Comments
1.4501	Zeron 100	Duplex	24,0 – 26,0	3,0 – 4,0	0,2 – 0,3	37,1 – 44,0	Digunakan untuk umur fender yang lama dan akses yang sulit untuk <i>aintenance</i>
1.4501	Zeron 100	Duplex	24,0 – 26,0	3,0 – 4,0	0,2 – 0,3	37,1 – 44,0	
1.4401	316S31	Austenitic	16,5 – 18,5	2,0 – 2,5	0 – 0,11	23,1 – 28,5	Umumnya digunakan untuk perbaikan fender
1.4301	304	Austenitic	17,0 – 19,5	–	0 – 0,11	17,0 – 21,3	Umumnya tidak cocok diaplikasikan pada fender
1.4003	3CR12	Ferritic	10,5 – 12,5	–	0 – 0,03	10,5 – 13,0	

### 3.3 Kekuatan Material

#### 3.3.1 Sifat – sifat material

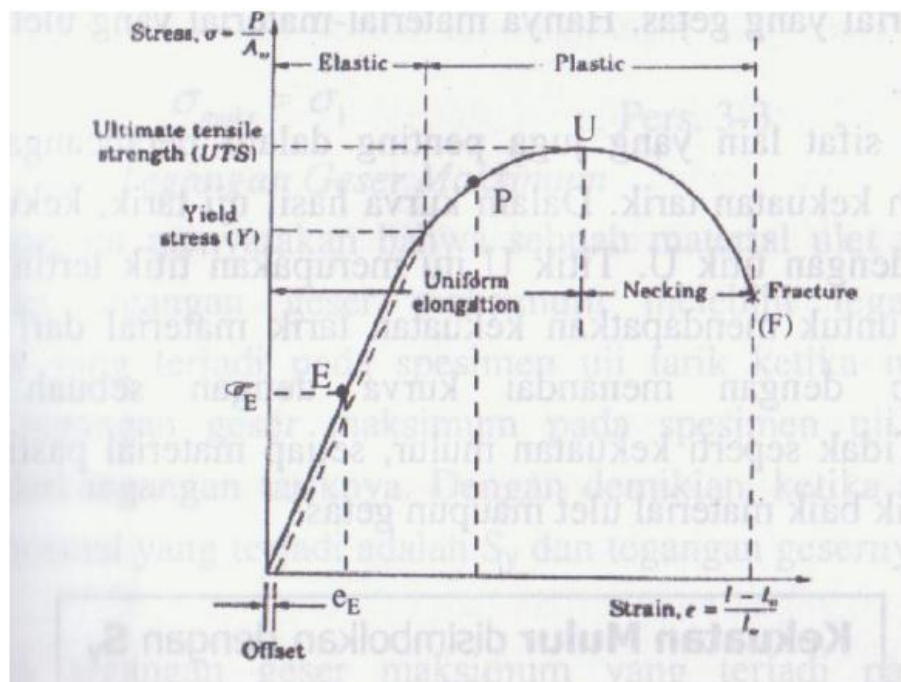
Secara garis besar material mempunyai sifat - sifat yang mencirikannya. Pada bidang teknik mesin umumnya sifat tersebut dibagi menjadi tiga sifat. Sifat –sifat itu akan mendasari dalam pemilihan material, sifat tersebut adalah:

- Sifat Mekanik
- Sifat Fisik
- Sifat Teknologi

#### 3.3.2 Uji Tarik (*Tensile Test*)

Pada uji tarik benda uji diberi beban gaya tarik sesumbu yang bertambah secara kontinu, bersamaan dengan itu dilakukan pengamatan mengenai perpanjangan yang dialami benda uji dengan *extensometer*.

Parameter-parameter yang digunakan untuk menggambarkan kurva tegangan-regangan logam adalah kekuatan tarik, kekuatan luluh atau titik luluh, persen perpanjangan, dan pengurangan luas. Parameter pertama adalah parameter kekuatan, sedangkan yang kedua menyatakan keuletan bahan.



Gambar 3.18 Diagram hasil uji tarik

### 3.3.3 Parameter Kekuatan Bahan

#### 3.3.3.1 Kekuatan Tarik ( $S_U$ )

Kekuatan Tarik atau Kekuatan Tarik Maksimum (*Ultimate Tensile Strenght*), adalah besarnya beban maksimum dibagi dengan luas penampang lintang awal benda uji

$$\sigma_U = P_{max}/A_o \quad (3.12)$$

#### 3.3.3.2 Kekuatan Mulur ( $S_Y$ )

Kekuatan Mulur / Luluh menyatakan besarnya tegangan yang dibutuhkan tegangan yang dibutuhkan untuk berdeformasi plastis material. Kekuatan luluh sering dinyatakan sebagai kekuatan luluh offset, yaitu besarnya tegangan yang dibutuhkan untuk menghasilkan sejumlah kecil deformasi plastis yang ditetapkan (regangan offset). Di Amerika Serikat regangan offset ditentukan sebesar 0,2 atau 0,1 % (  $e = 0,002$  atau  $0,001$  mm/mm)

$$\sigma_Y = P_{offset}/A_o \quad (3.13)$$

### 3.3.4 Teori Kegagalan (*Failure Theory*)

#### 3.3.4.1 *Maximum Stress* atau *Rankine Theory*

Teori ini menyebutkan bahwa, *failure* pada material akan terjadi, apabila *maximum tensile stress* pada material tersebut sama dengan *maximum tensile stress* pada kondisi *yield* (terjadi deformasi plastis) dalam *uniaxial tensile test*. *Maximum tensile stress* adalah *principal stress* yang terbesar, dan positif, yaitu  $S_1$ . Kondisi *yield* pada *uniaxial tensile test* sbb :

$$S_1 = S_{yield}; S_2 = S_3 = 0 \quad (3.14)$$

Dengan demikian dapat disimpulkan bahwa deformasi plastis terjadi apabila *Maximum Principal Stress* melebihi dari  $S_{yield}$

#### 3.3.4.2 *Maximum Shear Stress* atau *Tresca Theory*

Teori ini menyebutkan bahwa, *failure* pada material akan terjadi, apabila *maximum shear stress* pada material tersebut sama dengan *maximum shear*

*stress* pada kondisi *yield* (terjadi deformasi plastis) dalam *uniaxial tensile test*. Didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\tau_{max} = \frac{S_{yield} - 0}{2} = \frac{S_{yield}}{2} \quad (3.15)$$

Dengan demikian dapat disimpulkan bahwa Deformasi plastis terjadi apabila *Maximum Shear Stress* melebihi dari  $S_{yield} / 2$

### 3.3.4.3 Octahedral Stress atau Von – Mises Theory

Teori ini menyebutkan bahwa, failure pada material akan terjadi, apabila *octahedral shear stress* pada material tersebut sama dengan *octahedral shear stress* pada kondisi *yield* (terjadi deformasi plastis) dalam *uniaxial tensile test*. Didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \tau_{oct} &= \frac{1}{3} \left[ (S_{yield} - 0)^2 + (0 - 0)^2 + (0 - S_{yield})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ &= 2^{1/2} \times S_{yield} / 3 \end{aligned} \quad (3.16)$$

Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa Deformasi plastis terjadi apabila *Octahedral Shear Stress* melebihi dari  $2^{1/2} \times S_{yield} / 3$

Dari ketiga *Failure Theory* ini, yang diadopsi oleh *ASME* adalah *Rankine Theory*. Walaupun pada kenyataanya *Von Mises Theory* lebih akurat dalam memprediksikan terjadinya kegagalan dalam material, tetapi *Rankine Theory* dipilih karena *Rankine Theory* lebih simpel, dan lebih mudah diaplikasikan. Sedangkan untuk *Tresca Theory* diadopsi oleh *ASME Subsection NB Section III*

(Halaman sengaja dikosongkan)

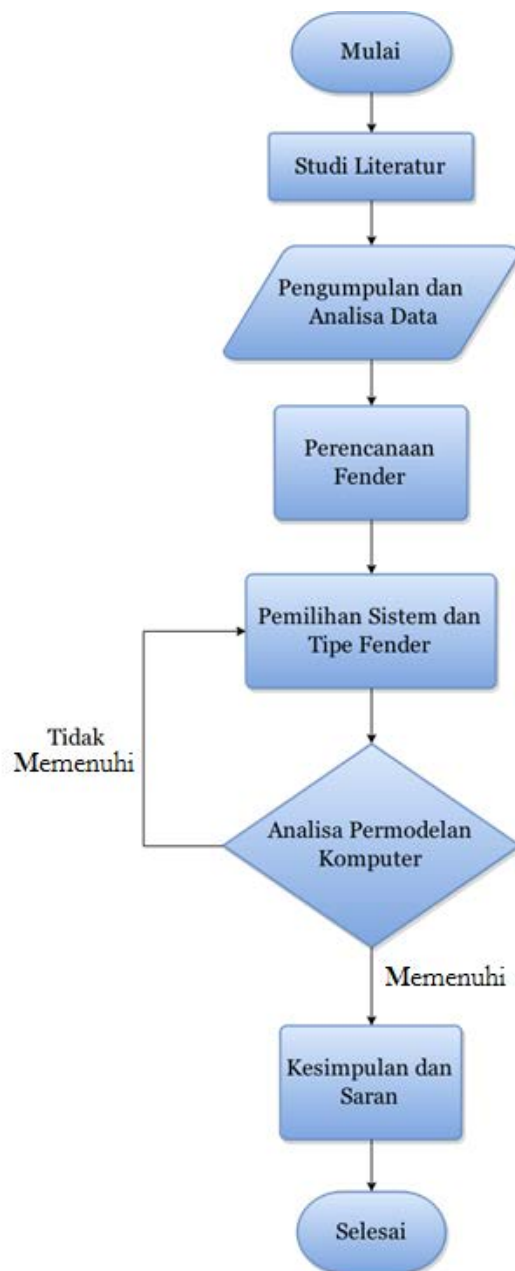


## BAB V

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 4.1 Metode Penelitian

Dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, penulis mengikuti langkah-langkah sesuai dengan *flowchart* pada gambar di bawah ini:



Gambar 4.1 Diagram *flowchart*

#### 4.2 Penjelasan Diagram Alir Metodologi Penelitian

1. Proses awal yang dilakukan adalah perumusan masalah. Perumusan masalah dibuat dengan menentukan batasan-batasan permasalahan yang akan dibahas.
2. Studi literatur dengan cara mencari, mempelajari, serta memahami paper, jurnal, dan buku-buku yang berkaitan dengan desain fender dan juga *software* permodelan
3. Pengumpulan dan analisa data adalah proses mengumpulkan data-data dan analisisnya karena diperlukan untuk melakukan tugas akhir ini, seperti:
  - a. Data perencanaan dermaga
  - b. Data spesifikasi kapal
  - c. Data lingkungan
4. Perencanaan fender dimulai. Beberapa tahap perencanaan fender adalah :
  - a. Perhitungan *Berthing Energy*
  - b. Perhitungan *Fender Energy Absorption*
  - c. Perhitungan Dampak Tumbukan *Tanker* pada *Berth*
5. Setelah fender didesain, dilakukan pemilihan opsi sistem dan tipe fender dengan mengecek:

a) Energi absorpsi	e) Kompresi sudut
b) Gaya reaksi	f) Tekanan lambung kapal
c) Defleksi	g) Beban gesekan
d) Faktor lingkungan	h) Aksesoris
6. Analisa Permodelan Komputer

Analisa permodelan komputer akan dikerjakan dengan menggunakan *software finite element method* dimana fender akan mendapatkan beban tumbukan kapal dan dihitung *stress analysis*nya
7. Setelah analisa permodelan dilakukan, opsi fender akan dipilih dengan mempertimbangkan beberapa kriteria antara lain :
  - a) Menentukan spesifikasi utama
  - b) Ketersediaan fender
  - c) Verifikasi metode pengetesan
  - d) *Track record, Fatigue/Durability* dan *Warranties*

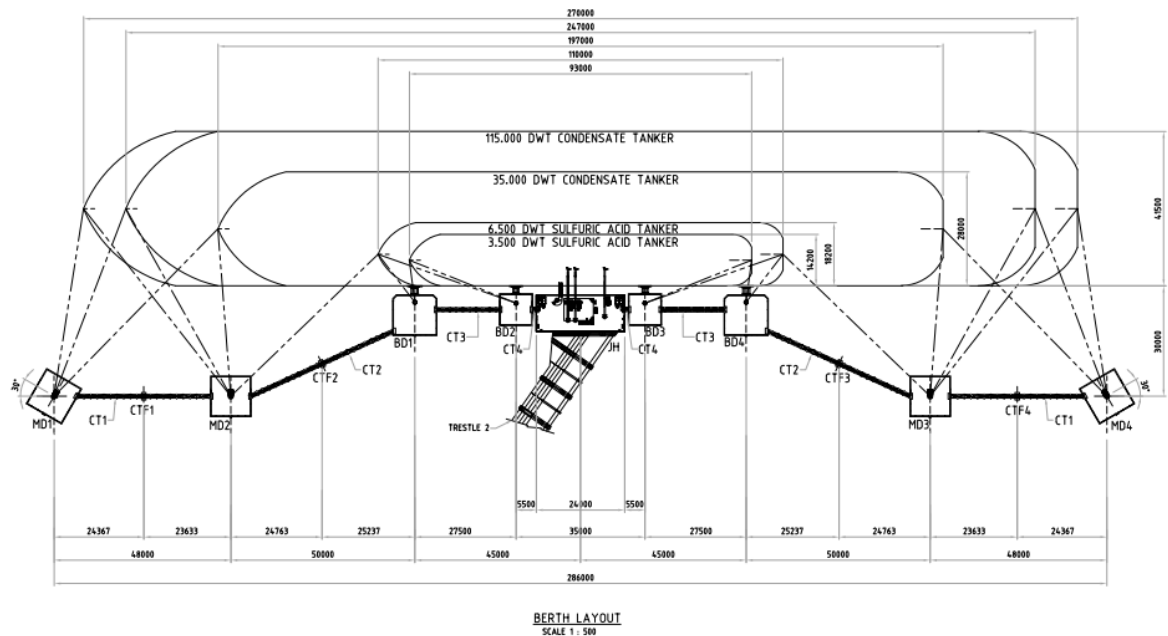
## BAB V

### PERENCANAAN DAN PEMILIHAN SISTEM FENDER

#### 5.1 Data – Data yang Digunakan untuk Perhitungan

##### 5.1.1 Data Perencanaan Dermaga

Jenis dermaga yang digunakan untuk *loading* dan *offloading* muatan cair adalah *Dolphin Berth*. *Dolphin Berth* merupakan tempat sandar kapal berupa *dolphin* diatas tiang pancang. Biasanya diterapkan pada lokasi dengan pantai yang landau sehingga diperlukan jembatan *trestle* sampai dengan kedalaman yang dibutuhkan.



Gambar 5.1 Berth Layout<sup>[5]</sup>

##### 5.1.1.1 Dolphin

Elevasi struktur ditentukan berdasarkan pertimbangan *mooring line*. Regangan *mooring line* optimum akan didapatkan jika sudut vertikal dengan bidang horizontal tidak melebihi 25 derajat. Elevasi puncak struktur *dolphin* dengan ketinggian MSL diketahui yaitu +5.20 m.

#### **5.1.1.2 Breasting Dolphin**

*Tanker* akan berlabuh terhadap minimal 2 *breasting dolphin* pada tiap *berth* yang dilengkapi dengan *rubber fender* dan *low friction panel fender*. Sebuah *catwalk* disediakan dari *loading platform* ke *dolphin*. Setiap *dolphin* dilengkapi dengan:

- *Rope Protection*
- *Railing*
- *Lighting*

#### **5.1.1.3 Mooring Dolphin**

Beban dari tali kepala dan buritan *tanker* akan ditransfer ke *mooring dolphin*. *Multiple quick release hook* dengan *winch* disediakan pada setiap *dolphin*. Sebuah *catwalk* disediakan dari *dolphin* menuju *dolphin* dan atau *dolphin* menuju *trestle*.

Setiap *dolphin* disediakan :

- *Rope Protection*
- *Railing*
- *Lighting*
- *Navigation Aid*

Empat *mooring dolphin* disediakan dalam fasilitas dermaga ini. *Mooring dolphin* ini mampu menahan beban tambat hingga 100 ton.

#### **5.1.1.4 Loading Platform**

*Loading platform* terdiri dari dek beton didukung dengan *pile* dan beberapa *equipment*. *Handrail* disediakan di daerah tepi *platform* yang sering diakses oleh pejalan kaki terkecuali sisi *platform* yang berdekatan dengan kapal. Tepi *platform* dilengkapi dengan *protection rope*. *Platform* ini juga akan bertindak sebagai titik utama sandar kapal-kapal kecil (3.500 DWT – 6.500 DWT) di *berth*.

#### 5.1.1.5 Trestle dan Causeway

*Trestle* yang menghubungkan pantai dan *loading platform* didukung oleh struktur *pile*. Lebar efektif jalan untuk kendaraan ringan sebesar 3 meter. *Railing* pada *trestle* dibangun dengan tinggi 1,1 m. *Trestle* juga terdiri dari:

- *Pipe sleepers* untuk pipa
- Saluran kabel listrik dan instrumentasi
- Fasilitas penerangan

Ruang panel monitor untuk panel monitor pemadam kebakaran jarak jauh juga disediakan. *Causeway* dibangun dari pecahan batu -batu tipe gundukan yang dilindungi oleh lapisan filter dan batu armor.

#### 5.1.2 Data Spesifikasi Kapal

Data kapal yang digunakan adalah Jenis *Oil tanker* Esperanza

Tabel 5.1 Data dimensi kapal Esperanza<sup>[12]</sup>

<i>Dimension</i>	<i>Unit</i>	<i>Quantity</i>
<i>Length Overall</i>	m	246,48
<i>Breadth (moulded)</i>	m	41,534
<i>Keel to Masthead</i>	m	55,99
<i>Bow to Center Manifold</i>	m	120,25
<i>Normal ballast parallel body length</i>	m	117,35
<i>Parallel body length at Summer DWT</i>	m	133,45
<i>Gross Tonage</i>		62.390
<i>Net Tonage</i>		31.291

Tabel 5.2 Data *loadline* kapal Esperanza<sup>[12]</sup>

<i>Loadline Information</i>	<i>Freeboard (m)</i>	<i>Draft (m)</i>	<i>Deadweight (ton)</i>	<i>Displacement (ton)</i>
<i>Summer</i>	7,917	14,866	105.664	123.036
<i>Winter</i>	8,228	14,657	103.859	120.211
<i>Tropica</i>	7,606	16,279	109.517	125.869
<i>Normal Ballast Condition</i>	16,225	7,66	43.200	69.652

## 5.2 Perencanaan Fender

### 5.2.1 Vessel Parameter

*Vessel parameter* untuk desain *fender* ditampilkan pada tabel berikut ini:

Tabel 5.3 *Vessel Parameter*<sup>[12]</sup>

<i>VESSEL DIMENSION</i>	<i>Vessels</i>			
<i>DWT (tonnes)</i>	<b>115,000</b>	<b>35,000</b>	<b>6,500</b>	<b>3,500</b>
<i>Displacement loaded <math>M_D</math> (t)</i>	117,027	45,323	9,324	4,590
<i>Length Overall <math>L_{OA}</math> (m)</i>	246,5	197	110	93
<i>Length <math>L_{BP}</math> (m)</i>	238	188	102	85
<i>Beam <math>B</math> (m)</i>	41,5	28	18	14,2
<i>Maximum Draft <math>D</math> (m)</i>	16,5	12	7	5,3
<i>Ballast Draft <math>D_B</math> (m)</i>	8,9	6,5	3,8	2,9
<i>Freeboard loaded (m)</i>	6,5	5,5	1,8	2,2
<i>Allowable Hull Pressure (T/m<sup>2</sup>)</i>	25	25	25	25
<i>Maximum berthing angle (°)</i>	10	10	10	10
<i>Maximum berthing velocity (m/s)</i>	0,140	0,210	0,389	0,470
<i>Berthing Point (1/3 point)</i>	0,33	0,33	0,33	0,33
<i>FoS abnormal berthing</i>	1,25	1,25	1,75	1,75

Catatan:

- Nilai MD kapal dihitung dengan menggunakan formula sebagai berikut:

$$M_D = C_B \times L_{BP} \times B \times D \times \rho$$

(5.1)

$$C_B = 0.7 \text{ untuk oil tanker}$$

$$\rho = 1.025 \text{ untuk air laut}$$

- Nilai maksimum *berthing velocity* berdasarkan pada BoD adalah 0.6 m/s, nilai ini terdapat pada *curve d* (Baik untuk Bersandar, Terbuka)
- Nilai maksimum *berthing angle* adalah 10°
- Faktor untuk *abnormal berthing (FoS)* untuk *oil tanker* adalah 1.25

### 5.2.2 Berthing Scenario

Kapal berlabuh pada dermaga dengan berbagai kondisi dan syarat. Dalam tabel berikut dihitung 4 kondisi dengan 4 jenis karakteristik kapal berbeda sesuai dengan keadaan sesungguhnya.

Tabel 5.4 *Berthing Scenario*

		KASUS BERTHING			
		1	2	3	4
<b>VESSEL DIMENSION</b>					
<i>Length Overall</i>	L <sub>OA</sub> (m)	246	197	110	93
<i>Length Between Perpendiculars</i>	L <sub>BP</sub> (m)	238	188	102	85
<i>Beam</i>	B (m)	41,5	28,0	18,2	14,2
<i>Draught (Laden)</i>	D (m)	16,5	12,0	7,0	5,3
<b>UNDERKEEL CLEARANCE</b>					
<i>UnderKeel clearance</i> <sup>2</sup>	(m)	3,4	7,9	12,9	14,6
<b>VELOCITY</b>					
<i>Approach velocity</i>	v (m/s)	0,14	0,21	0,39	0,47
<b>IMPACT DISTANCE FROM BOW</b>					
<i>Impact distance</i> <sup>3</sup> (contoh. untuk 1/4 point , a = 0.25 dst.,)		0,33	0,33	0,33	0,33
<b>BERTHING ANGLE</b>					
<i>Berthing angle</i> <sup>1, 4</sup>	$\alpha$	10	10	10	10

Catatan:

1. Untuk kapal yang berukuran kecil dan khususnya untuk kapal yang tidak memerlukan *tug boat* untuk bersandar, PIANC merekomendasikan sudut diatas 15° untuk dipertimbangkan
2. *Underkeel clearance* berpengaruh pada perhitungan *virtual mass factor*
3. Kosongkan inputan ini jika untuk kasus *bow-on* atau *stern-on berthing* .  
(*Eccentricity coefficient* = 1.0)
4. Untuk bow-on atau stern-on berthing masukkan 90°

### 5.3 Berthing Energy

*Berthing energy* dihitung berdasarkan metode yang diberikan oleh BS 6349 Part 4. Laporan perhitungan ini mendeskripsikan cara mendesain *fender* untuk *Dolphin Berth*. Laporan ini difokuskan pada pemilihan *fender* yang sesuai, perhitungan reaksi *fender* dan jarak antar *fender*.

### 5.3.1 Perhitungan *Berthing Energy*

#### 5.3.1.1 Kriteria Umum Perhitungan *Berthing Energy*

Jenis Air	= Air Laut
Tipe Dermaga	= Terbuka
<i>End fender atau Longitudinal Approach</i>	= <i>Longitudinal Approach</i>

#### 5.3.1.2 Perhitungan *Berthing Energy*

$$\text{Rumus absorption energy} = \frac{1}{2} \times M \times V^2 \times C_E \times C_M \times C_S \times C_C \quad (5.2)$$

Tabel 5.5 Perhitungan *Berthing Energy*

		KASUS BERTHING			
		1	2	3	4
<i>Displacement</i>	M (t)	117,027	45,323	9,324	4,590
<i>Berthing Velocity</i>	v (m/s)	0,14	0,21	0,39	0,47
<i>Water Density</i>	ρ (t/m <sup>3</sup> )	1,025	1,025	1,025	1,025
<i>Virtual Mass Factor</i> <sup>1</sup>	C <sub>m</sub>	1,79	1,79	1,50	1,50
<i>Block Coefficient</i> <sup>2</sup>	C <sub>b</sub>	0,7	0,7	0,7	0,7
<i>Radius of Gyration</i> <sup>3</sup>	K (m)	57,8	45,7	24,8	20,7
Jarak dari bow ke <i>impact point</i>	X (m)	78,5	62,0	33,7	28,1
Jarak dari <i>point of contact</i> ke <i>centre of mass</i>	R (m)	45,5	34,9	19,6	16,1
Sudut antara <i>velocity vector</i> dan garis diantara <i>point of contact</i> dan <i>centre of mass</i>	Φ (°)	52,8	56,3	52,3	53,8
<i>Eccentricity Coefficient</i> <sup>4</sup>	C <sub>e</sub>	0,757	0,745	0,759	0,754
<i>Berth Configuration Coefficient</i>	C <sub>c</sub>	1,00	1,00	1,00	1,00
<i>Softness Coefficient</i>	C <sub>s</sub>	1,00	1,00	1,00	1,00
<b><i>BERTHING ENERGY</i></b>					
<i>Normal Berthing Energy</i>	E <sub>d</sub> (kNm)	1559	1336	804	573
Faktor <i>Abnormal Berthing</i>	C <sub>ab</sub>	1,25	1,25	1,75	1,75
<i>Abnormal Berthing Energy</i>	E <sub>v</sub> (kNm)	1948	1670	1406	1003



Dari perhitungan tabel diatas, diketahui nilai *berthing energy* terbesar adalah pada *abnormal berthing energy* pada kasus *berthing 1* (115.000 DWT) sebesar **1948** kNm.

Catatan:

1. *Virtual mass factor* berdasarkan pada BS6349 Part 4.

$$2. \ C_B = \text{Block Coefficient} \qquad C_B = \frac{M}{L_{BP} \times B \times D \times \rho} \qquad (5.3)$$

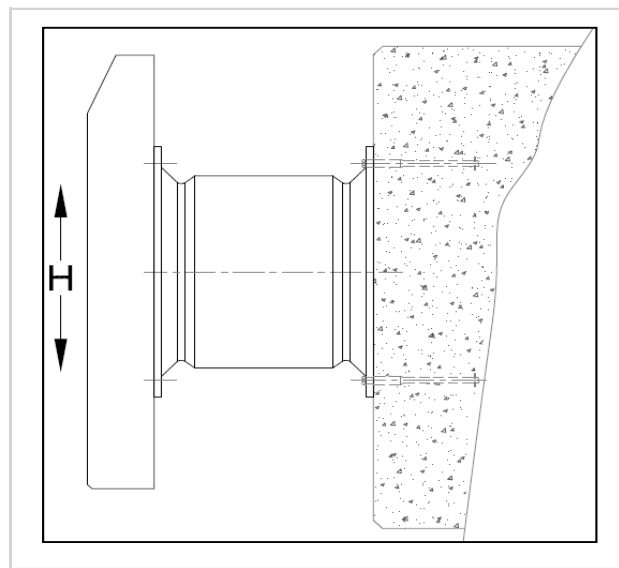
$$3. \ K = \text{Radius of Gyration} \qquad K = (0.19C_B + 0.11) \times L \qquad (5.4)$$

$$4. \ C_E = \text{Eccentricity Coefficient} \qquad C_E = \frac{K^2 + R^2 \times \cos^2 \varphi}{K^2 + R^2} \qquad (5.5)$$

## 5.4 Pemilihan Main Fender

### 5.4.1 Tipe Fender

Tipe Unit Fender = Cell



Gambar 5.2 Cell fender

Hmin (Panel fender yang bersentuhan dengan lambung kapal) = 4 m

Catatan

Nilai H digunakan dalam penilaian kapasitas energi dan reaksi perhitungan untuk semua jenis *fender* kecuali tipe *cone* dan *cell*

Nilai H digunakan dalam penilaian *hull pressure* untuk semua jenis *fender*

#### 5.4.2 Absorption Energy yang Dibutuhkan Fender

<i>Design Berthing Energy , <math>E_v</math></i>	= 1948 kNm
<i>Asumsi Provider Fender</i>	= Trelleborg
<i>Manufacturing Tolerance , % Reduction</i>	= 10% (dari data provider)
<i>Temperature Factor , <math>TF(E)</math></i>	= 0,976 (dari data provider)
<i>Asumsi T maks</i>	= 30°
<i>Angle Factor , <math>AF(E)</math></i>	= 1 (dari data provider)
<i>Alpha</i>	= 10°
<i>Velocity Factor , <math>VF(E)</math></i>	= 1 (dari data provider)

$$\text{Energy absorption fender, } E_R = \frac{E_v}{T_{F(E)} \times A_{F(E)} \times V_{F(E)}} = \frac{E_v}{0.88} \quad (5.6)$$

$$E_R = \mathbf{2218 \text{ kNm}}$$

#### 5.4.3 Pemilihan Fender

<i>Seri tipe fender</i>	= SCK 2000H E2.5
<i>Energy Absorption Unit Fender</i> $E_P$	= 2293 kNm (dari data provider)
<i>Nilai Energy Absorption Sistem Fender</i> $E_P^1$	= 2293 kNm
$E_P$	> $E_R$

Dengan asumsi mobilisasi semua unit dalam sistem *fender*

*Energy absorption* yang diberikan oleh sistem *fender*,  $E_{prov} = \mathbf{2293 \text{ kNm}}$

#### 5.4.4 Pemilihan Alternative Fender

Tabel 5.6 Pemilihan Alternative Fender

Seri Tipe Fender	Provider	Tol	$T_{F(E)}$	$A_{F(E)}$	$V_{F(E)}$	$E_R$	$E_P$	Hasil
SCK 2000H E2.5	Trelleborg	10%	0,976	1,000	1,000	2218	2293	OK
QCL 2000H C2.0	Quayquip	10%	0,976	1,000	1,000	2218	2245	OK
CSS 2000 G2.4	FenderTeam	10%	0,976	1,000	1,000	2218	2234	OK

#### 5.4.5 Pemilihan *Fender* untuk *Sulphuric Acid Vessel*

Berdasarkan pada pemilihan *pitch fender*  $P = 27,5$  m, *Sulphuric Acid vessel* (6500 DWT) tidak memenuhi persyaratan. Oleh karena itu perlu dipertimbangkan *alternative fender* lainnya selain *fender* utama.

Tabel 5.7 Pemilihan *Fender Sulphuric Acid Vessel*

SCK 1700H E3.1	Trelleborg	10%	1,000	0,940	1,000	1662	1751	OK
CSS 1700H E3.1	FenderTeam	10%	1,000	0,940	1,000	1601	1624	OK

Asumsi *contact length* = panjang *fender* = 2.2m

#### 5.5 *Fender Reaction*

Nilai *R (Reaction) Unit Fender* = 2605 kN (dari data *provider*)

*Maximum tolerance* = 10%

*Temperature factor untuk Reaction* ,  $T_F(R)$  = 1 (dari data *provider*)

*Angle factor untuk Reaction* ,  $A_F(R)$  = 0,94 (dari data *provider*)

*Velocity factor untuk Reaction* ,  $V_F(R)$  = 1 (dari data *provider*)

Nilai Desain *Fender Reaction* = 2694 kN

Tabel 5.8 *Fender Reaction*

Deskripsi <i>Fender</i>	<i>Provider</i>	<i>R</i> kN	$T_{F(R)}$	$A_{F(R)}$	$V_{F(R)}$	Desain <i>Reaction</i> kN
<b>Main Fender</b>						
SCK 2000H E2.5	Trelleborg	2605	1.000	0.940	1.000	2694
QCL 2000H C2.0	QuayQuip	2549	1.000	0.940	1.000	2636
CSS 2000 G2.4	FenderTeam	2540	1.000	0.940	1.000	2626
<b>Sub Fender</b>						
SCK 1700H E3.1	Trelleborg	2345	1.000	0.940	1.000	2425
CSS 1700H E.3.1	FenderTeam	2177	1.000	0.940	1.000	2251

Dari perhitungan tabel diatas, desain *Reaction* yang digunakan adalah **2694** kN.

Asumsi *reaction sub-fender* lebih kecil dari *main fender* sehingga tidak perlu diperhitungkan untuk selanjutnya.

#### 5.6 Perhitungan *Hull Pressure*

Perhitungan pada Kasus Kritis (*Critical Cases Calculation*) :

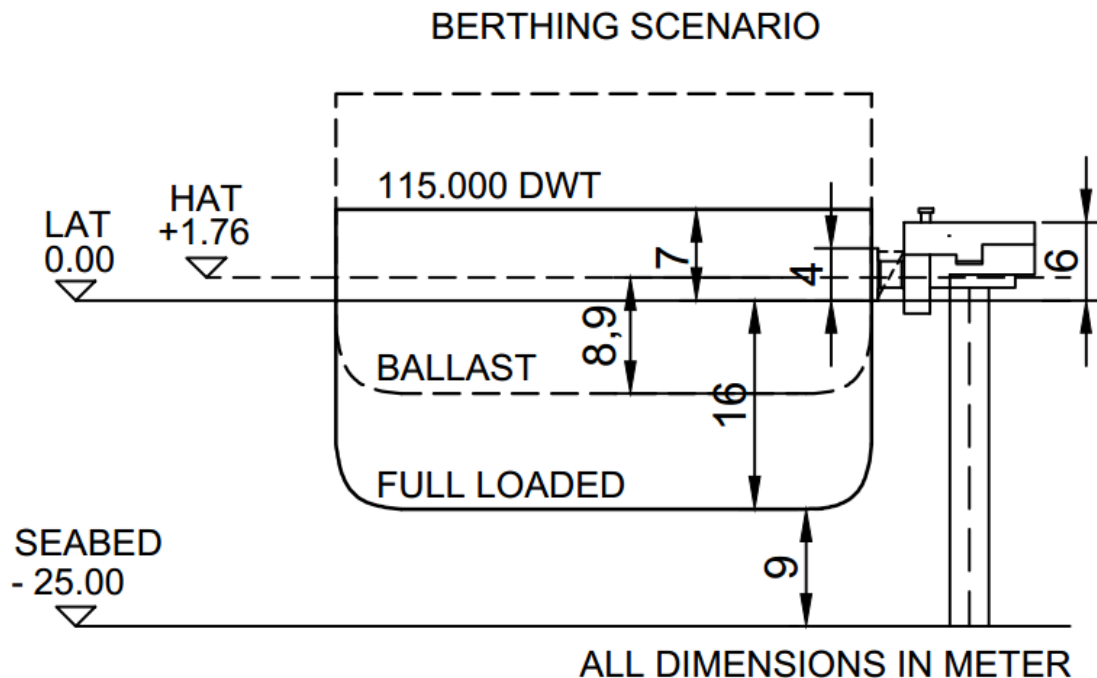
- Ketinggian Air HAT termasuk dalam keadaan kapal dengan ballast (*Ballast Vessel*)

- Ketinggian Air LAT termasuk dalam keadaan kapal muatan penuh (*Full Loaded Vessel*)

Perhitungan berikut adalah untuk menentukan Tinggi (H) dan Lebar (W) *Fender* saat kontak dengan lambung kapal. Perhitungan *Hull Pressure* dapat digunakan untuk berbagai jenis kapal seperti pada tabel dibawah ini :

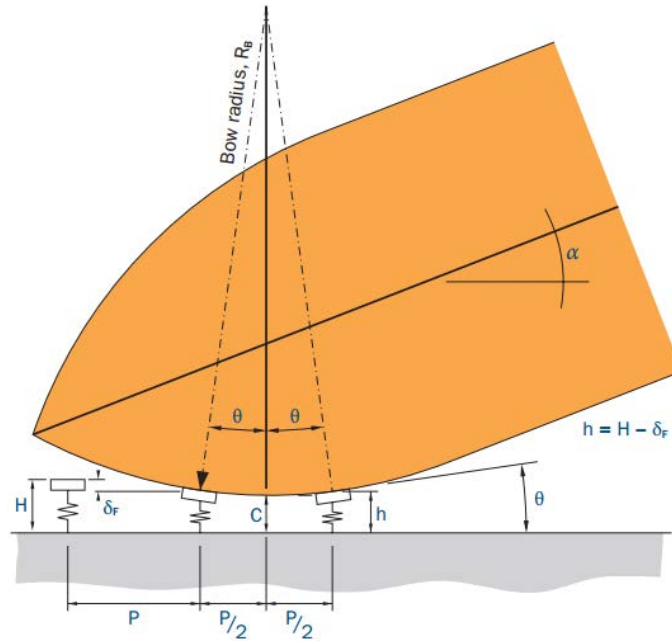
Tabel 5.9 Perhitungan *Hull Pressure*

	KASUS BERTHING			
	1	2	3	4
<i>Energy Absorption Unit Fender, E<sub>P</sub></i>	2293	-	1751	-
<i>Energy Absorption yang Dibutuhkan Fender, E<sub>R</sub></i>	2218	-	2218	-
<i>Energy Absorption Sistem Fender, (%)</i>	96,7	-	126,7	-
Defleksi <i>Fender (%)</i>	30,0	-	30,0	-
Reaksi <i>Fender (%)</i>	97,0	-	97,0	-
Maksimum <i>Reaction Force Fender (kN)</i>	2613	-	2328	-
Tinggi (H) Panel <i>Fender (m)</i>	4,00	-	4,00	-
Lebar (W) Panel <i>Fender (m)</i>	4,00	-	4,00	-
<i>Hull Pressure (kN/m<sup>2</sup>)</i>	166	-	148	-
Maksimum <i>Hull Pressure yang diperbolehkan</i>	25,0	-	25,0	-
Ukuran Panel <i>Fender</i>	OK	-	OK	-



Gambar 5.3 *Berthing Scenario* untuk *Hull Pressure*

## 5.7 Perhitungan *Fender Pitch*



Gambar 5.4 Jarak antar *fender* atau *fender pitch*<sup>[12]</sup>

Maksimum *Fender Pitch* ( $P$ ) :

$$P \leq 2\sqrt{R_B^2 - (R_B - h + C)^2} \quad (5.7)$$

*Bow Radius* ( $R_B$ ) :

$$R_B \approx \frac{1}{2} \left[ \frac{B}{2} + \frac{L_{OA}^1}{8B} \right] \quad (5.8)$$

Dimana :

$R_B$  = *Bow radius* (m)

$B$  = *Lebar (beam) kapal* (m)

$L_{OA}$  = *Vessel length overall* (m)

$H$  = *Fender projection* ketika diberi tekanan (m)

$C$  = *Clearance* diantara kapal dan dermaga (m),  $C = C_1 + C_2$

$C_1$  = 15% dari proyeksi *undeflection fender*, termasuk panel

$C_2$  = *Tonjolan pada dermaga*  $C_2 = 0$  mm

Unit *fender* yang digunakan

Total tinggi *fender*  $(H_F + Z) = 2000$  mm +  $0$  mm =  $2000$  mm

Asumsi ketebalan panel *fender*  $h_p = 500$  mm

*Fender projection*  $H = 2500$  mm

$$C_1 = 375 \text{ mm}$$

$$C = 375 \text{ mm}$$

Perhitungan jarak antar *fender* adalah sebagai berikut :

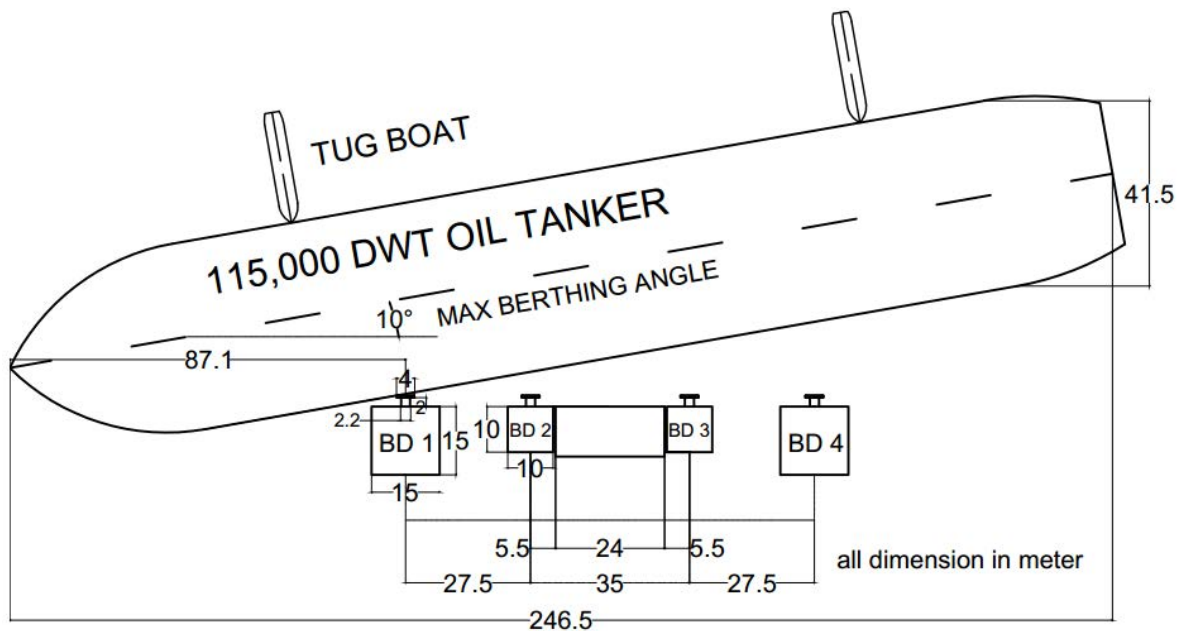
Tabel 5.10 Perhitungan jarak antar *fender*

	KASUS BERTHING			
	1	2	3	4
Energy Absorption Unit Fender, $E_P$	2293	-	1751	-
Energy Absorption yang Dibutuhkan Fender, $E_R$	2218	-	2218	-
Energy Absorption Sistem Fender, (%)	96,7	-	126,7	-
Maximum Fender Deflection (%)	30,0	-	50,0	-
Maximum Fender Deflection (mm)	600	-	450	-
Total Proyeksi Fender, H (mm)	2500	-	2500	-
Proyeksi Fender saat Dikompresi, h (mm)	1500	-	1650	-
$L_{OA}$ - Vessel Length Overall (m)	246	197	110	93
$B$ - Beam (m)	41,5	28,0	18,2	14,2
$R_B$ - Bow Radius (m)	101,8	-	46,1	-
$C$ - Clearance diantara Kapal dan Dermaga	375	-	375	-
Maksimum Fender Pitch, P (m)	30.2	-	21.5	-

Jarak antar fender yang dipilih = **27,50 m**

## 5.8 Maksimum Berthing Scenario

### 5.8.1 Maksimum Berthing Angle



Gambar 5.5 Maksimum *berthing angle*

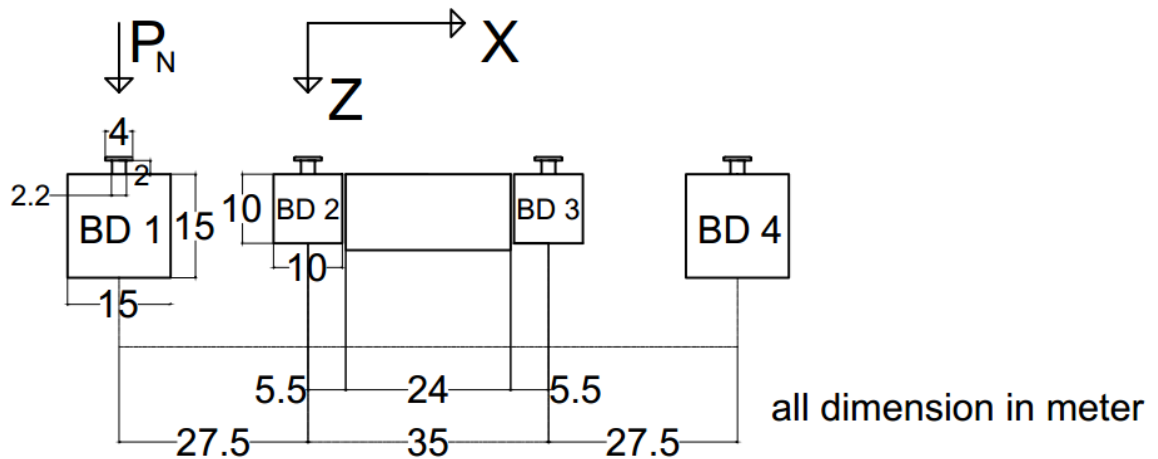
Maksimum defleksi <i>fender</i>	115,000 DWT <i>Tanker</i>	= 1000 mm
Maksimum <i>berthing angle</i>		= 10°

1 – contact point *berthing angle* 10°

Jarak dari haluan kapal ke <i>impact point</i>	= 87,1 m
<i>Berthing angle</i>	= 10°
Maksimum defleksi <i>fender</i>	= 1000 mm

## 5.9 Beban Gesekan

Berdasarkan *berthing scenario* yang telah direncanakan, didapatkan nilai *friction factor panel fender* = 0.2 (UHMW-PE)



Gambar 5.6 Beban gesekan

$$P_X = -539 \text{ kN}$$

$$P_Y = 0$$

$$P_N = \quad P_Z = 2693,57 \text{ kN}$$

### 5.9.1 Facing Pad

*Facing pad* pada *fender panel* didesain dengan menggunakan material *Ultra High Molecular Wight Polyethylene (UHMW-PE)* dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 5.11 Spesifikasi *Facing pad*

<i>UHMW-PE Specificaiton</i>	<i>Values</i>
<i>Specific Weight</i>	<i>0.93 – 0.95</i>
<i>Tensile Strength</i>	<i>Min 15 N/mm<sup>2</sup></i>
<i>Friction Coefficient</i>	<i>0.2</i>

Material berbahan *UHMW-PE* diinstal pada permukaan depan *fender panel* untuk mengurangi gaya gesekan pada permukaan *fender panel* ketika bersentuhan dengan lambung kapal.



## BAB VI

### ANALISA PERMODELAN KOMPUTER

#### 6.1 Engineering Data

Pada bagian ini, data – data seperti *material properties* pada struktur *fender* dimasukkan untuk selanjutnya dipilih untuk diterapkan pada model struktur.

##### 6.1.1 Material

*Material properties* dalam permodelan menggunakan 2 jenis bahan yaitu *Structural Steel A36* pada *fender panel* dan *Styrene Butadiene Rubber* pada *rubber fender*.

##### 6.1.1.1 Structural Steel ASTM A36 pada Fender Panel

Material rangka baja yang digunakan pada *fender panel* adalah tipe ASTM A36 dengan spesifikasi sebagai berikut :

Properties of Outline Row 4: Structural Steel					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
16	Strain-Life Parameters				
24	Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa		
25	Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa		
26	Tensile Ultimate Strength	4.6E+08	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

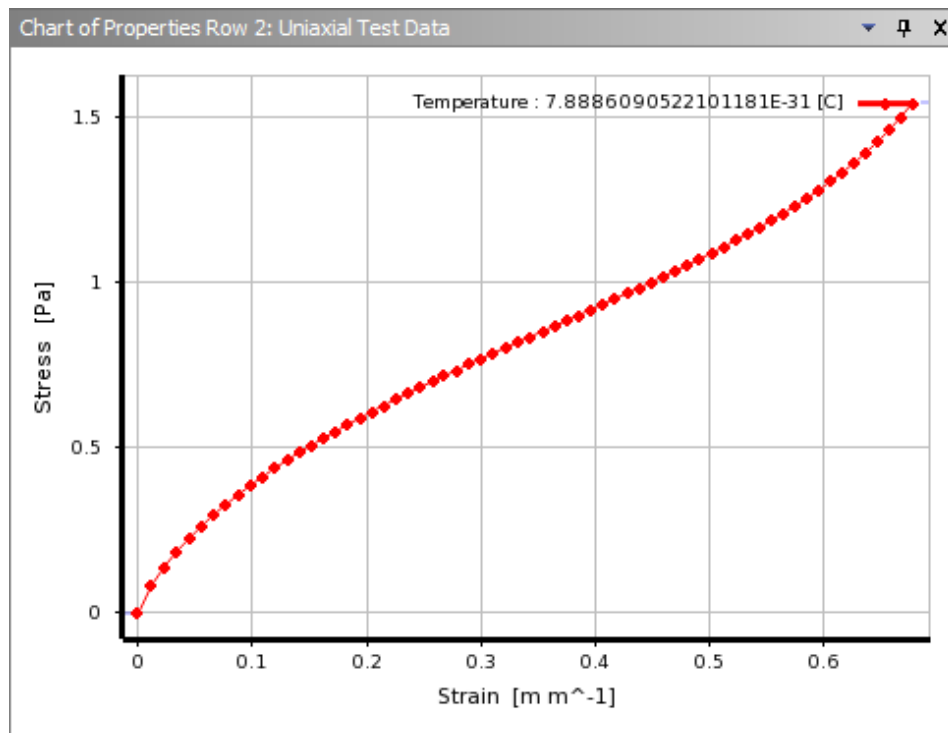
Gambar 6.1 Spesifikasi *Structural Steel ASTM A36*

##### 6.1.1.2 Styrene Butadiene Rubber pada Fender Rubber

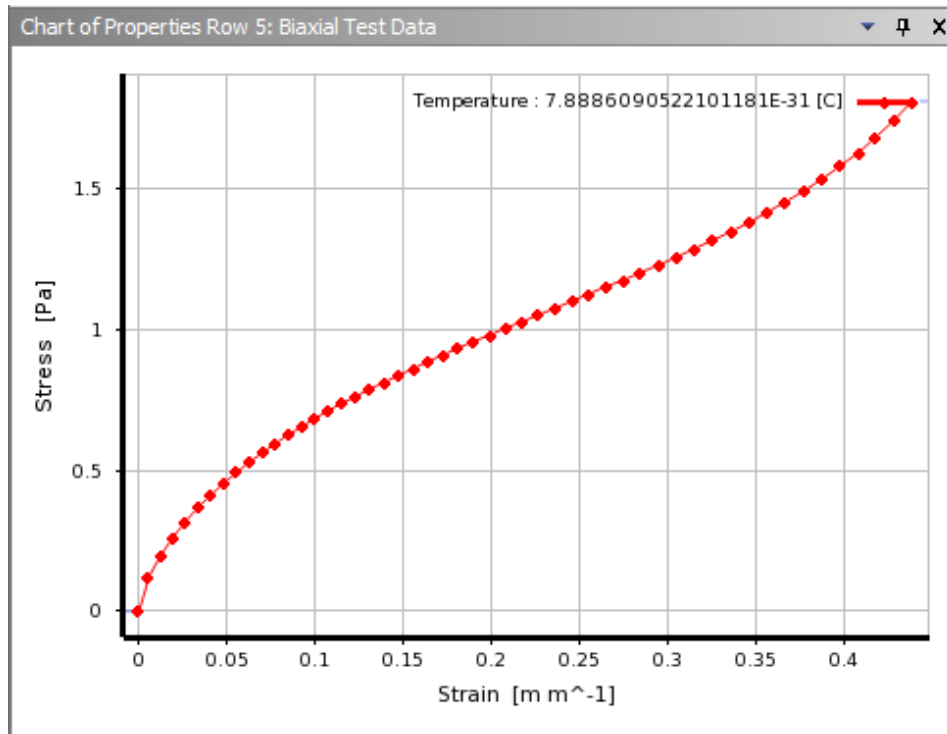
Material *Styrene Butadiene Rubber* yang digunakan mengikuti *Elastomer Sample Yeoh 3<sup>rd</sup> Order* berdasarkan dengan hasil *tensile test* yang telah dilakukan oleh Djeridi – Ould<sup>[2]</sup> dengan spesifikasi sebagai berikut :

Properties of Outline Row 4: Elastomer Sample (Yeoh)					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Uniaxial Test Data	Tabular			
5	Biaxial Test Data	Tabular			
9	Shear Test Data	Tabular			
13	Yeoh 3rd Order				
14	Material Constant C10	0.77062	Pa		
15	Material Constant C20	-0.38631	Pa		
16	Material Constant C30	0.19685	Pa		
17	Incompressibility Parameter D1	0	Pa <sup>-1</sup>		
18	Incompressibility Parameter D2	0	Pa <sup>-1</sup>		
19	Incompressibility Parameter D3	0	Pa <sup>-1</sup>		
20	Curve Fitting	Fit Type: Yeoh 3rd Order			
21	Error Norm for Fit	Normaliz...			
22	Uniaxial Test Data	Tabular			
23	Biaxial Test Data	Tabular			
24	Shear Test Data	Tabular			
25	Volumetric Test Data	Add this experimental data, to include it in the curve fitting.			
26	Tensile Yield Strength	16	MPa		

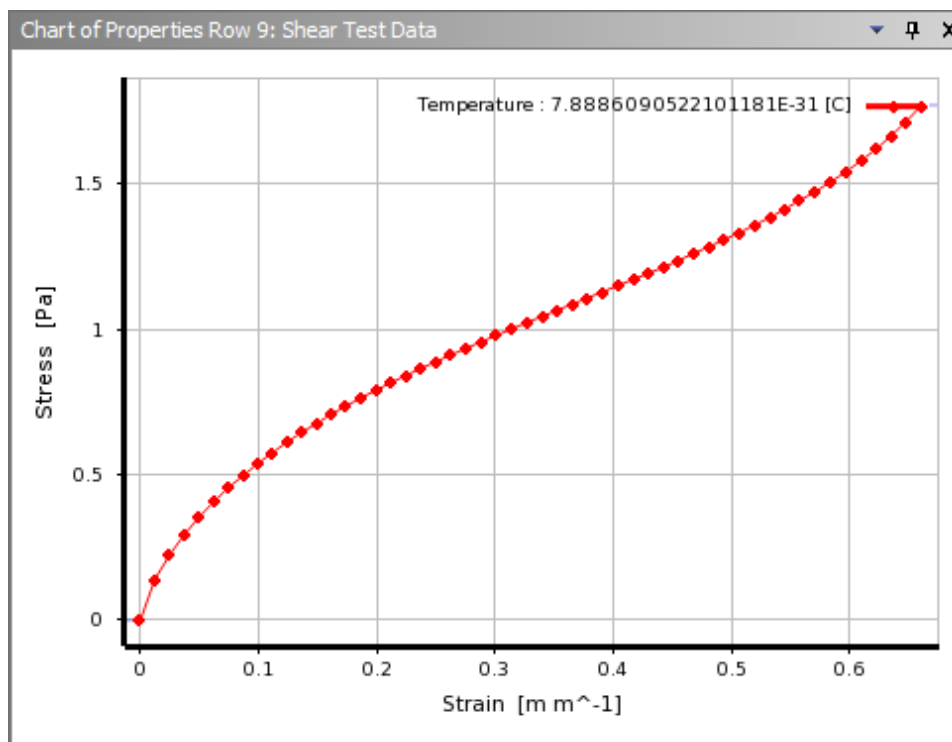
Gambar 6.2 Input *Uniaxial, Biaxial, Shear Test Data* dan *Tensile Strength 16 MPa*



Gambar 6.3 Grafik *Uniaxial Test Data*



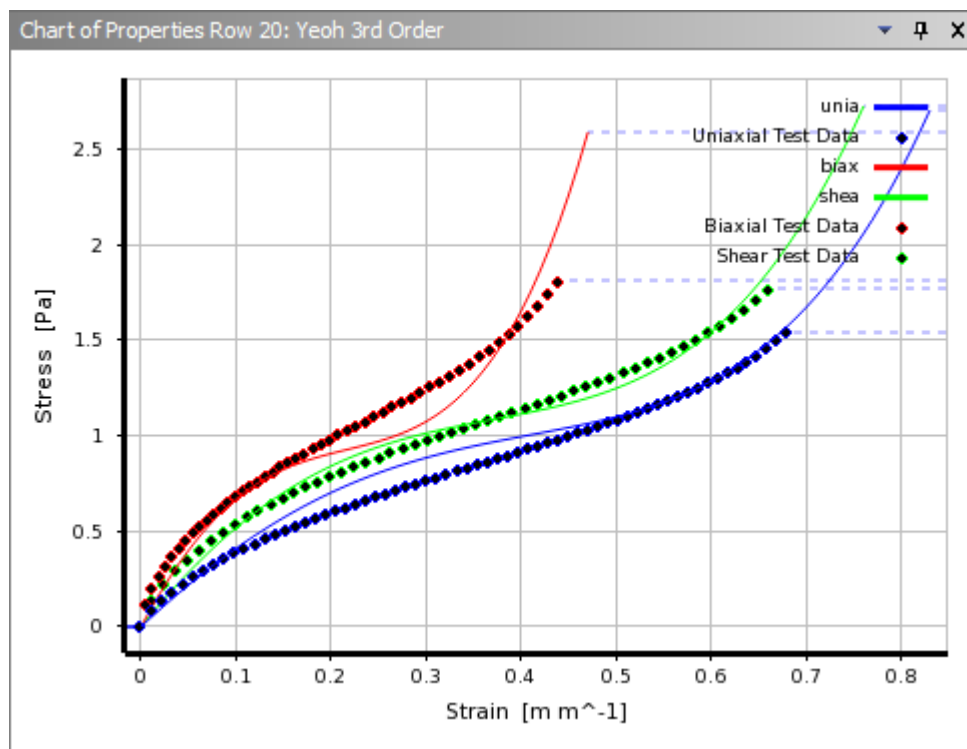
Gambar 6.4 Grafik Biaxial Test Data



Gambar 6.5 Shear Test Data

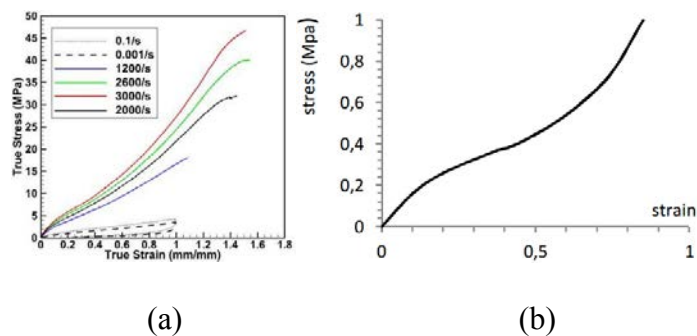
	B	C	D
1	Coefficient Name	Calculated Value	Calculated Unit
2	Incompressibility Parameter D1	0	Pa <sup>-1</sup>
3	Incompressibility Parameter D2	0	Pa <sup>-1</sup>
4	Incompressibility Parameter D3	0	Pa <sup>-1</sup>
5	Material Constant C10	0.77062	Pa
6	Material Constant C20	-0.38631	Pa
7	Material Constant C30	0.19685	Pa
8	Residual	2.6457	
*			

Gambar 6.6 Tabel Yeoh 3<sup>rd</sup> Order Curve Fitting



Gambar 6.7 Grafik Yeoh 3<sup>rd</sup> Order Curve Fitting

### Validasi Perbandingan Model dengan Tensile Test Pembanding

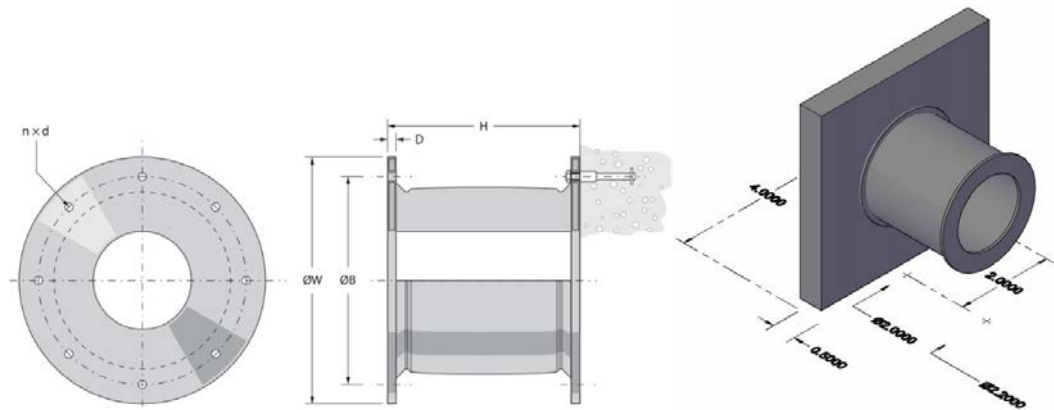


Gambar 6.8 Curve Stress (a) H.R Brown-J.L Bouvard<sup>[4]</sup> dan (b) Djeridi – Ould<sup>[2]</sup>

## 6.2 Model

Permodelan struktur *fender panel* dan *rubber fender* dibantu dengan menggunakan *AutoCad 3D* lalu di-*export* dengan format *.iges/.sat* untuk selanjutnya di-*import* pada permodelan *Ansys Workbench*

### 6.2.1 Geometry

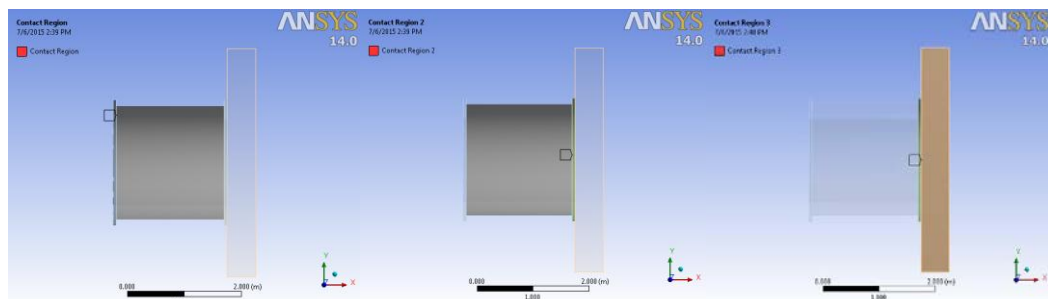


Gambar 6.9 Dimensi dan desain fender dengan menggunakan *AutoCad 2012*

$\text{ØW}$	$= 2,2 \text{ m}$
$\text{ØB}$	$= 2 \text{ m}$
$D$	$= 0,05 \text{ m}$
$H$	$= 2 \text{ m}$

### 6.2.2 Contacts

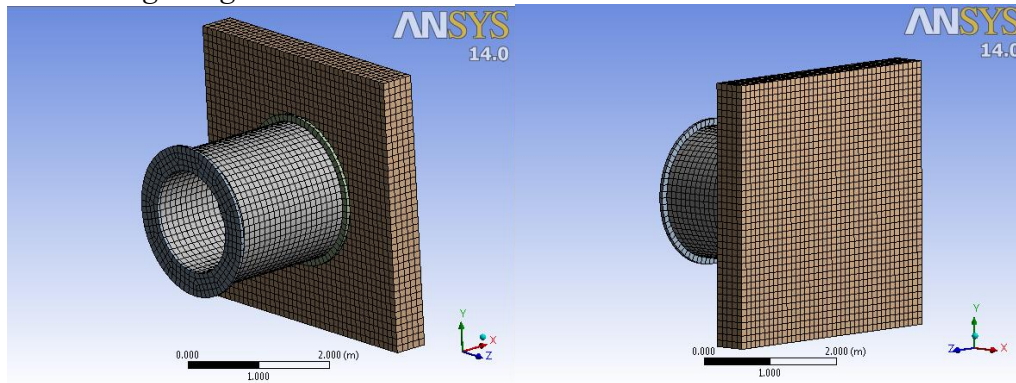
Pada struktur model terdapat 3 buah kontak dengan koefisien gesekan 0.2 sesuai dengan spesifikasi material UHMW-PE<sup>[14]</sup> pada region 3 seperti yang tertera pada gambar berikut :



Gambar 6.10 Contacts region pada struktur

### 6.2.3 Mesh

Meshing menggunakan tipe *hexahedral* dengan *element size* 0.10 m dan *minimum edge length* 0.50 m



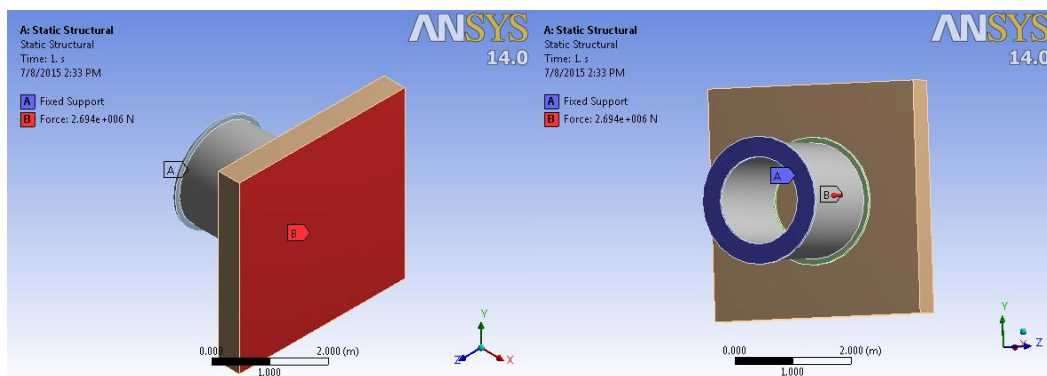
Gambar 6.11 Meshing pada struktur fender

### 6.3 Static Structural

Pembebanan yang dimasukkan pada struktur model adalah *Fixed Support* dan *Force*. Kedua pembebanan ini disesuaikan dengan keadaan sebenarnya dan perhitungan sebelumnya.

#### 6.3.1 Fixed Support dan Force

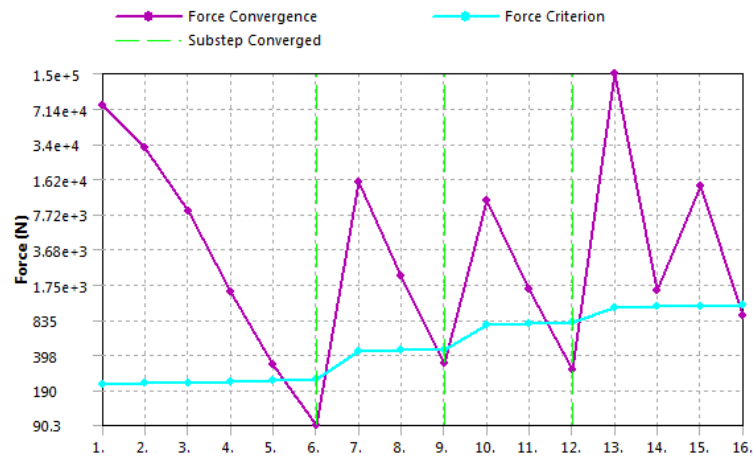
Bagian luas permukaan belakang *rubber fender* didefinisikan *support* sebagai jepit (*fixed support*) dan pada luas permukaan depan *fender panel* diberikan gaya (*force*) kedalam sebesar 2694 kN sesuai dengan perhitungan *fender reaction force*.



Gambar 6.12 Fixed Support dan Force pada model struktur

## 6.4 Solution

### 6.4.1 Solution Information



Gambar 6.13 Grafik *Force Convergence*

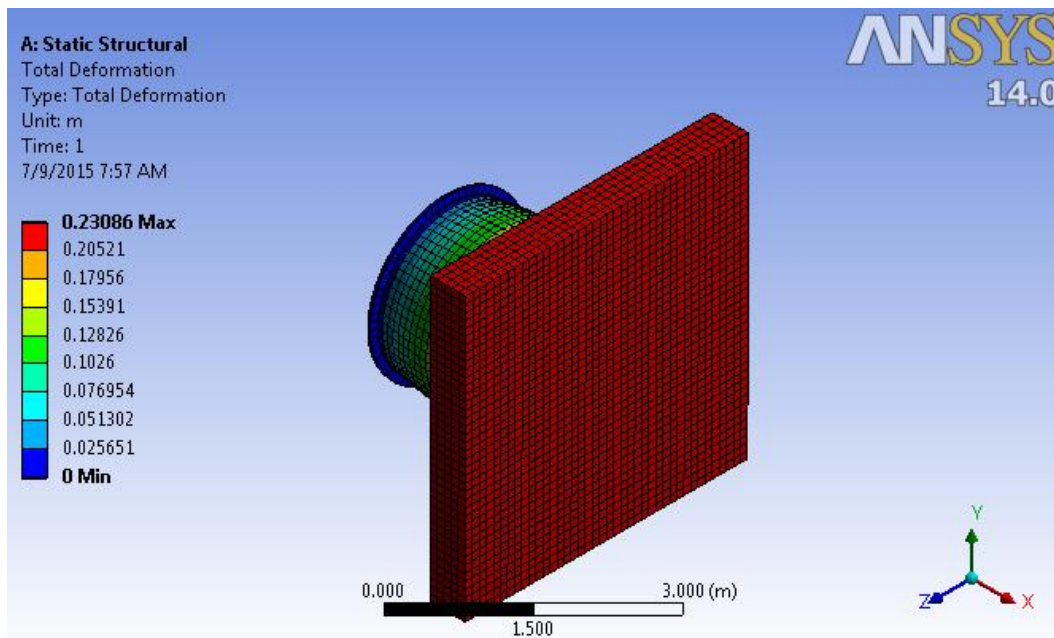
Tabel 6.1 Hasil analisa dari software *Ansys Workbench*

Object Name	Total Deformation	Maximum Shear Stress	Maximum Principal Stress	Equivalent Stress
State	Solved			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	All Bodies			
Definition				
Type	Total Deformation	Maximum Shear Stress	Maximum Principal Stress	Equivalent Stress
By	Time			
Display Time	Last			
Calculate Time History	Yes			
Identifier				
Suppressed	No			
Orientation		X Axis		
Coordinate System		Global Coordinate System		
Results				
Minimum	0. m	893.05 Pa	-2.7663e+006 Pa	1606.2 Pa
Maximum	0.23086 m	2.1937e+006 Pa	3.9002e+006 Pa	3.9537e+006 Pa
Minimum Occurs On	Part 2	Part 1	Part 4	

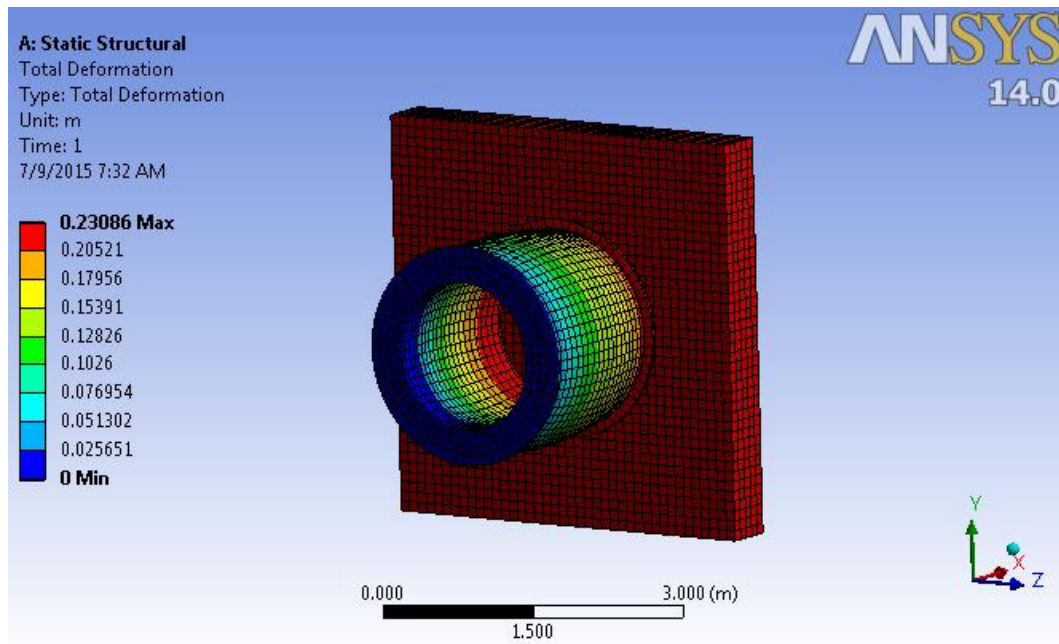
Maximum Occurs On	Part 3	Part 4		
Minimum Value Over Time				
Minimum	0. m	176.01 Pa	-2.7663e+006 Pa	304.97 Pa
Maximum	0. m	893.05 Pa	-5.0427e+005 Pa	1606.2 Pa
Maximum Value Over Time				
Minimum	4.8483e-002 m	4.1103e+005 Pa	7.7676e+005 Pa	7.6958e+005 Pa
Maximum	0.23086 m	2.1937e+006 Pa	3.9002e+006 Pa	3.9537e+006 Pa
Information				
Time	1. s			
Load Step	1			
Substep	4			
Iteration Number	16			
Integration Point Results				
Display Option		Averaged		

#### 6.4.2 Total Deformation

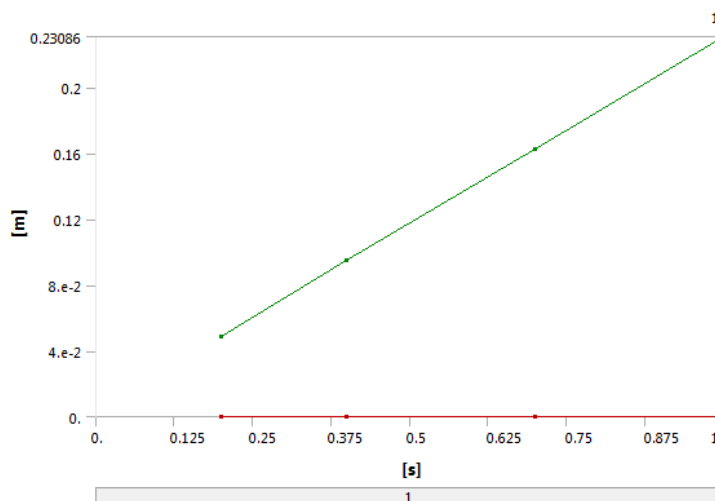
Berdasarkan permodelan dengan *Ansys Workbench* didapatkan nilai total maksimum deformasi fender sebesar 0.23086 m.







Gambar 6.14 *Total Deformation* pada model



Gambar 6.15 Grafik *Total Deformation*

Tabel 6.2 *Total*

Time [s]	Maximum [m]
0	4.8483e-002
0.16254	9.5006e-002
0.23086	0.16254

*Deformation*

Hasil analisa ini membuktikan bahwa deformasi fender aman karena memenuhi kriteria *compression set material* sebesar 30% sesuai dengan perhitungan berikut :

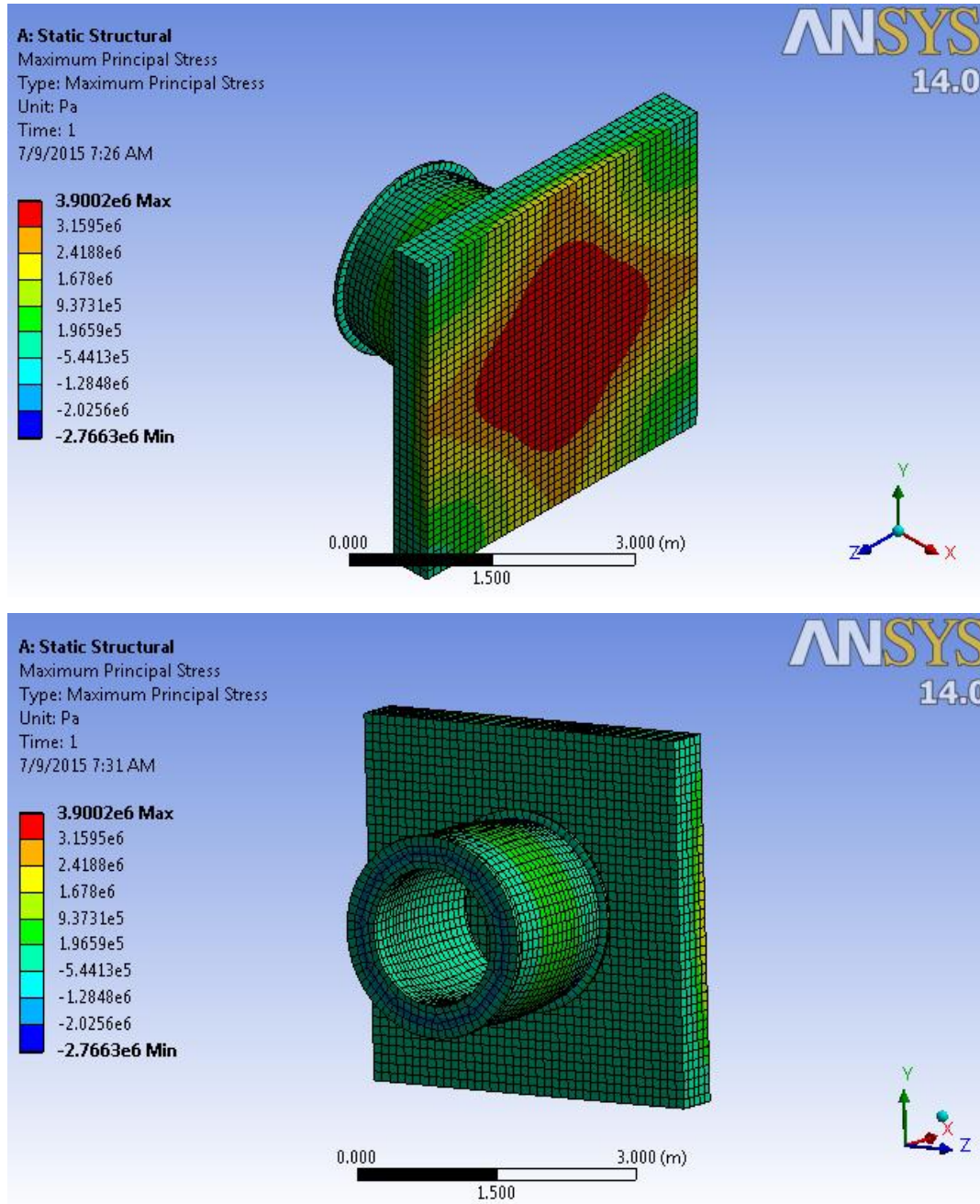
$$\text{Total Deformation} < 30\% \text{ Fender height} \quad (6.1)$$

$$0.23086 \text{ m} < \left( \frac{30}{100} \times 2 \text{ m} \right) \rightarrow 0.23086 \text{ m} < 0.6 \text{ m}$$

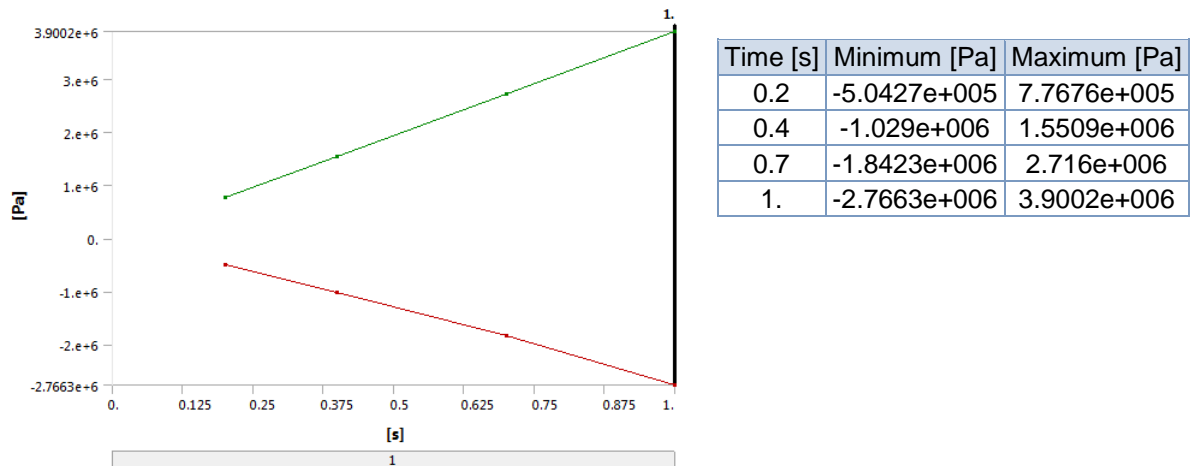
Oleh karena itu dapat disimpulkan struktur tidak mengalami kegagalan deformasi.

### 6.4.3 Maximum Stress atau Rankine Theory

Berdasarkan hasil analisa, didapatkan nilai *maximum principle stress* sebesar  $3.9002\text{e}6$  Pa dan minimum *normal stress* sebesar  $-2.7663\text{e}6$  Pa.



Gambar 6.16 *Maximum Principal Stress* pada model



Gambar 6.17 Grafik *Maximum Principal Stress*

Menurut *Failure Theory* yang dikeluarkan oleh *ASME*, struktur akan mengalami kegagalan jika deformasi plastis terjadi ( $S_1 = S_{yield}$ ). Hasil analisa menunjukkan struktur tidak mengalami kegagalan karena tidak terjadi deformasi plastis ( $S_1 < S_{yield}$ ) sesuai dengan persamaan berikut :

*Failure* jika,

$$(S_1 = S_{yield}) \quad (6.2)$$

dimana,

$S_1$  = Max Principle Stress, Pa

$S_{yield}$  = Max Tensile Stress kondisi *yield* (deformasi plastis) dalam *uniaxial tensile test*, Pa

sehingga,

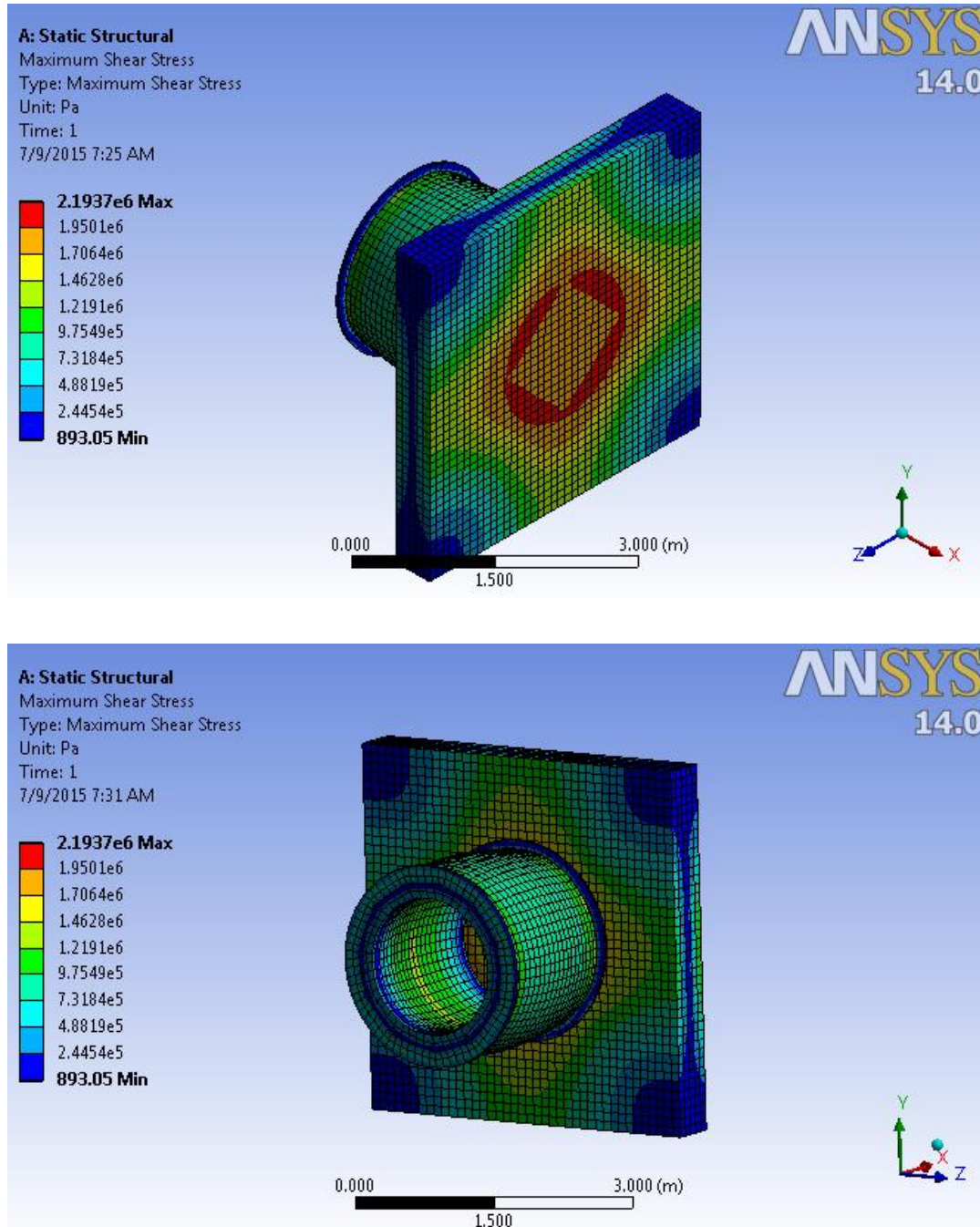
$$(3.6315E + 05 \text{ Pa} < 1.60E + 07 \text{ Pa}) \rightarrow (S_1 < S_{yield})$$

Oleh karena itu dapat disimpulkan struktur tidak mengalami kegagalan

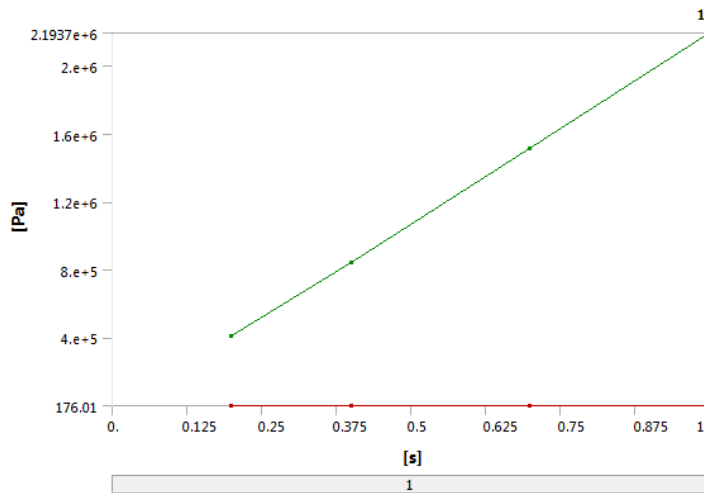
$$(S_1 < S_{yield})$$

#### 6.4.4 Maximum Shear Stress atau Tresca Theory

Berdasarkan hasil analisa, didapatkan nilai maksimum *shear stress* sebesar  $2.1937 \times 10^6$  Pa dan minimum *shear stress* sebesar 893.05 Pa



Gambar 6.18 Maximum Shear Stress pada model



Time [s]	Minimum [Pa]	Maximum [Pa]
0.2	176.01	4.1103e+005
0.4	352.3	8.4391e+005
0.7	615.09	1.5151e+006
1.	893.05	2.1937e+006

Gambar 6.19 Grafik *Maximum Shear Stress*

Menurut *Failure Theory* yang dikeluarkan oleh *ASME Subsection NB Section III*, struktur akan mengalami kegagalan jika deformasi plastis terjadi ( $\tau_{max} = \frac{S_{yield}}{2}$ ). Hasil analisa menunjukkan struktur tidak mengalami kegagalan karena tidak terjadi deformasi plastis ( $\tau_{max} < \frac{S_{yield}}{2}$ ) sesuai dengan persamaan berikut :

*Failure* jika,

$$\left( \tau_{max} = \frac{S_{yield}}{2} \right) \quad (6.3)$$

dimana,

$\tau_{max}$  = Max Shear Stress, Pa

$S_{yield}$  = Max Tensile Stress kondisi *yield* (deformasi plastis) dalam *uniaxial tensile test*, Pa

Sehingga

$$\left( 2.1937E + 06 \text{ Pa} < \frac{1.60E+07\text{Pa}}{2} \right) \rightarrow (2.1937E + 06 \text{ Pa} < 8.00E + 06 \text{ Pa})$$

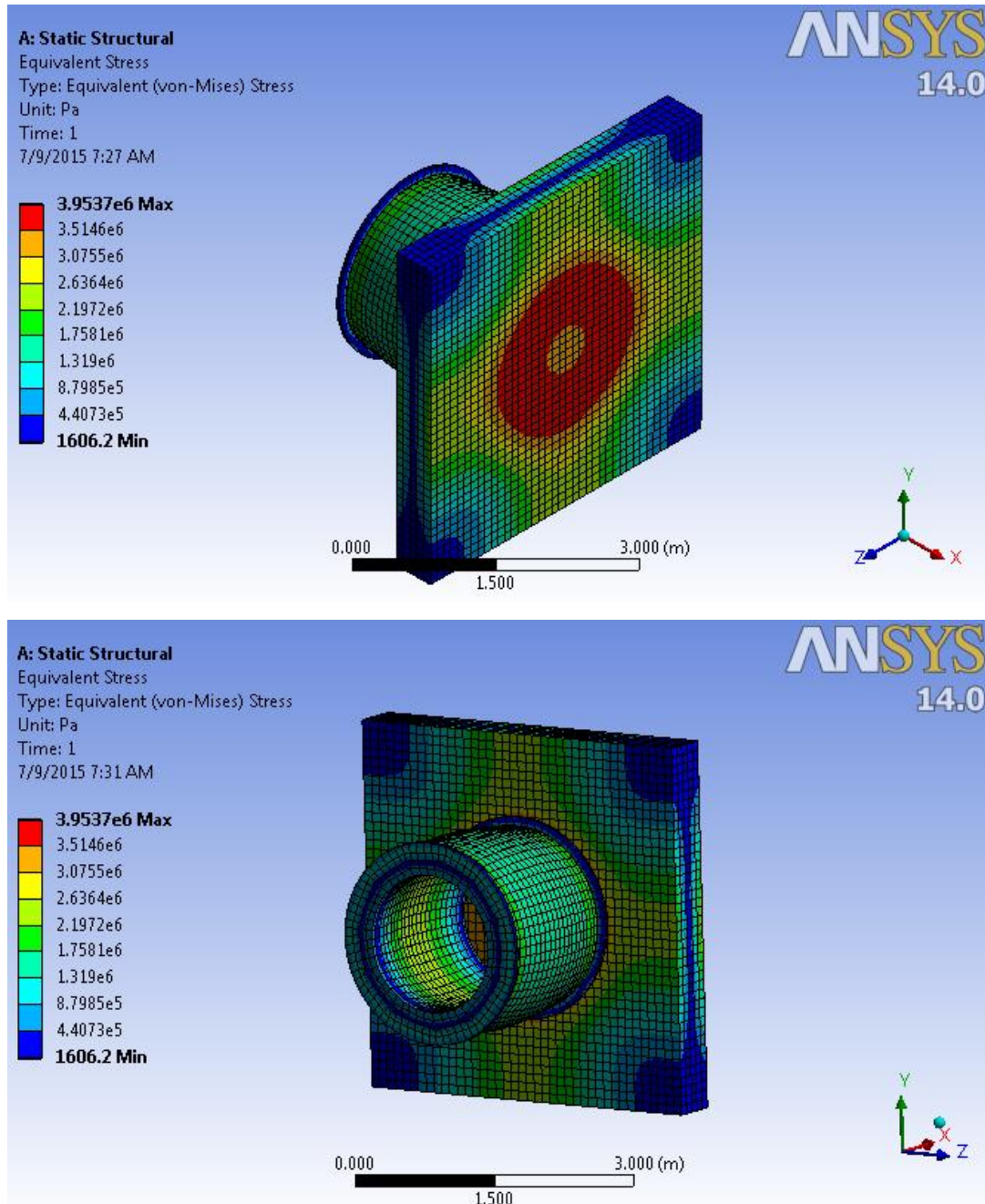
Oleh karena itu dapat disimpulkan struktur tidak mengalami kegagalan

$$(\tau_{max} < S_{yield}).$$

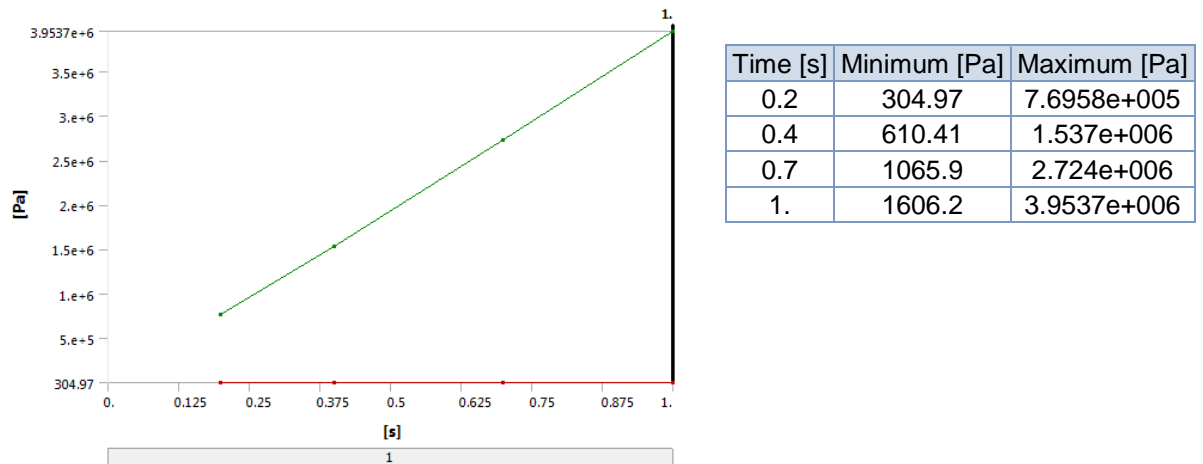


#### 6.4.5 *Equivalent (von – Mises) Stress* atau *Octahedral Shear*

Berdasarkan hasil analisa, didapatkan nilai maksimum *equivalent (von – Mises) stress* sebesar  $3.9537 \times 10^6$  Pa dan minimum *equivalent (von – Mises) stress* sebesar 1606.2 Pa



Gambar 6.20 *Equivalent (von – Mises) Stress* pada model



Gambar 6.21 Grafik *Equivalent (von – Mises) Stress* pada model

Menurut *Failure Theory*, struktur akan mengalami kegagalan jika deformasi plastis terjadi ( $\tau_{oct} = 2^{1/2} \times S_{yield}/3$ ). Hasil analisa menunjukkan struktur tidak mengalami kegagalan karena tidak terjadi deformasi plastis ( $\tau_{oct} < 2^{1/2} \times S_{yield}/3$ ) sesuai dengan persamaan berikut:

*Failure* jika,

$$(\tau_{oct} = 2^{1/2} \times S_{yield}/3) \quad (6.4)$$

dimana,

$\tau_{oct}$  = *Octahedral Shear Stress, Pa*

$S_{yield}$  = *Max Tensile Stress* kondisi *yield* (deformasi plastis) dalam *uniaxial tensile test, Pa*

Sehingga

$$(3.9537E + 06 \text{ Pa} < 2^{1/2} \times 1.60E + 07 \text{ Pa}/3)$$

$$(3.9537E + 06 \text{ Pa} < 5.33E + 06 \text{ Pa})$$

Oleh karena itu dapat disimpulkan struktur tidak mengalami kegagalan

$$(\tau_{oct} = 2^{1/2} \times S_{yield}/3)$$

(Halaman sengaja dikosongkan)



## **BAB VII**

### **KESIMPULAN**

#### **7.1 Kesimpulan**

1. Jenis fender yang dipilih pada *Condensate and Sulfuric Acid Berth* PT. Pertamina dan Medco E&P (JOB PMTS) di *Senoro Blok Project* adalah *Trelleborg Cell Fender* tipe SCK 2000H E2.5 dengan diameter dan tinggi 2 meter.
2. Dari hasil permodelan dengan *Ansys Workbench* didapatkan nilai total maksimum deformasi fender sebesar 0.23086 m, *maximum principle stress* sebesar 3.9002e6 Pa, *maximum shear stress* sebesar 2.1937e6 Pa, dan *maximum equivalent (von – Mises) stress* sebesar 3.9537e6 Pa dan aman terhadap kegagalan struktur.

#### **7.2 Saran**

1. Perlu dilakukan analisa lebih detail mengenai material struktur
2. Perhitungan manual perlu dilakukan selain menggunakan *software finite element method Ansys Workbench*
3. Perlu analisa lebih mendalam mengenai *fatigue* struktur

(Halaman sengaja dikosongkan)

## DAFTAR PUSTAKA

1. Badan Pusat Statistik (BPS) Kab. Banggai Kepulauan, 2010. *“Lokasi dan Topografi Kabupaten. Banggai”*. Luwuk
2. Djeridi Rachid, Ould Ouali, 2014. *“Experimental Modelling of Wear Behavior of Filled Elastomer SBR Under Dry Friction – Influence of Roughness”*, LEC2M, University of Tizi-Ouzou, Algeria
3. FenderTeam AG, 2013. *“Fender Design Manual”*. Hamburg
4. H.R Brown, J.L Bouvard, 2010. *“Mechanical Behavior and Fatigue Studies of Rubber Components Used in Tracked Vehicles”*, NDIA Ground Vehicle Systems Engineering and Technology Symposium, Michigan
5. JOB Pertamina – Medco E&P Tomori Sulawesi, 2011. *“Senoro Gas Development Project: Civil Structural Design Criteria”*. Jakarta
6. John W. Gaywhite, P.E, 1990. *“Design of Marine Facilities for the Berthing, Mooring, and, Repair-of Vessels”*. Van Nostrand Reinhold, New York.
7. MLIT, 2009. *“Technical Standards and Commentaries for Port and Harbour Facilities in Japan”*. Japan
8. Nur K, Zulkifli, 2012. *“Analisa Dinamik dan Desain Donut Fender di Teluk Bintuni”*. Tugas Akhir Teknik Kelautan ITB, Bandung
9. PIANC, 2002. *“Guidelines for the Design of Fender Systems”*. Marcom Report of WG33, Brussels
10. PT. Donggi Senoro LNG, 2013. *“Company Profile: Creating Opportunities Through LNG”*. Jakarta
11. PT. Medco Exploration and Production Indonesia (MEPI), 2008. *“Soil Investigation and Survey Blanket Contract Senoro & Sulawesi Area”*. (JOB) PT. Pertamina – Medco E&P Tomori Sulawesi, Jakarta
12. Nippon Kaiji Kyokai, 2005. *“International Ship Security Certificate: Certificate No. ST-5SY-0235ISSC”*. Sydney
13. SKK Migas, 2013. *“Laporan Tahunan 2013”*. Jakarta
14. Trelleborg AB, 2007. *“Fender Design”*. Trelleborg Marine System, Swedia

(Halaman sengaja dikosongkan)

## BIODATA PENULIS



Teuku Abdul Manan Syahputra dilahirkan di Lhokseumawe, 28 November 1992. Penulis tinggal di Komplek Perumahan PT. Arun NGL tepatnya di Desa Batuphat Kota Lhokseumawe dan menjalani pendidikan dari SD hingga SMA disana. Lulus dari SMA pada tahun 2011 penulis mengikuti Seleksi Nasional Masuk Perguruan Tinggi Negeri Jalur Undangan (SNMPTN Undangan) dan diterima di Jurusan Teknik Kelautan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh

Nopember Surabaya. Selama kuliah penulis juga bekerja paruh waktu sebagai barista di salah satu café di Surabaya. Penulis juga aktif di berbagai kegiatan sebagai panitia maupun peserta. Berbagai pelatihan dan seminar pernah diikutinya dalam rangka untuk pengembangan dirinya. Penulis sangat tertarik dalam bidang manajemen pelabuhan sehingga Tugas Akhir yang dikerjakan merupakan salah satu aplikasi dari desain struktur fasilitas pelabuhan dengan menggunakan bantuan *software* metode elemen hingga.

(Halaman sengaja dikosongkan)